

DOSSIER

TECHNIQUES DE L'INGÉNIEUR

l'expertise technique et scientifique de référence

be9735

Machines thermofrigorifiques - Systèmes à éjection et à absorption

Par :

Maxime DUMINIL

Ancien professeur à l'Institut français du Froid industriel et du génie climatique au CNAM, Ancien professeur à l'École centrale de Paris, Vice-président de l'Association française du froid (AFF)

Ce dossier fait partie de la base documentaire
Production de froid : machines frigorifiques et réfrigérants
dans le thème **Pack & laquo; Génie énergétique »**;
et dans l'univers **Énergies**

Document délivré le **02/12/2012**
Pour le compte
7200092269 - cerist // 193.194.76.5

Pour toute question :
Service Relation Clientèle • Éditions Techniques de l'Ingénieur • 249, rue de Crimée
75019 Paris – France

par mail : infos.clients@teching.com ou au téléphone : 00 33 (0)1 53 35 20 20

Machines thermofrigorifiques

Systèmes à éjection et à absorption

par **Maxime DUMINIL**
Ancien professeur à l'Institut français du Froid industriel et du génie climatique au CNAM
Ancien professeur à l'École centrale de Paris
Vice-président de l'Association française du froid (AFF)

1. Systèmes thermofrigorifiques à éjection	—	2
2. Systèmes thermofrigorifiques à absorption	—	3
2.1 Système à absorption continue à générateur « simple effet »	—	3
2.2 Couples frigorigène-absorbant	—	4
2.3 Diagrammes thermodynamiques	—	4
2.3.1 Diagramme $\lg p / - 1/T$ des couples frigorigène-absorbant(diagramme d'Oldham)	—	5
2.3.2 Diagramme enthalpie-concentration en frigorigène des mélanges liquides $h-x_f$ – (diagramme de Merkel)	—	7
2.4 Utilisation des diagrammes thermodynamiques	—	8
2.4.1 Cycle des solutions représenté dans le diagramme d'Oldham ..	—	8
2.4.2 Cycle des solutions représenté dans le diagramme enthalpie-concentration	—	9
2.4.3 Limites de fonctionnement du système.....	—	9
2.5 Taux de circulation des solutions.....	—	10
2.6 Aperçu sur le cycle réel des solutions comparé au cycle idéal	—	10
2.7 Rectification	—	11
2.8 Adaptation du cycle à absorption continue de Carré au couple eau-bromure de lithium	—	15
2.8.1 Description du système eau-bromure de lithium simple	—	15
2.8.2 Cycle des solutions dans le diagramme d'Oldham.....	—	16
2.9 Systèmes frigorifiques à absorption continue multiétagés.....	—	18
2.9.1 Système à deux étages de générateur.....	—	18
2.9.2 Système biétagé pour la production de basses températures	—	18
2.10 Autres systèmes continus à absorption	—	20
2.10.1 Système continu à résorption.....	—	20
2.10.2 « Transformateur thermique »	—	21
2.10.3 Système frigorifique à absorption-diffusion.....	—	22

Dans cet article seront traités les systèmes termofrigorifiques à éjection et à absorption déjà introduits dans un premier article sur la classification de tous les systèmes thermofrigorifiques [BE 9 734]. Le calcul d'un système à absorption fait l'objet d'un article séparé [BE 9 736].
L'unité employé pour la pression est le bar absolu. Nous rappelons que 1 bar = 10⁵ Pa.

1. Systèmes thermofrigorifiques à éjection

La figure 1a représente schématiquement le circuit du système à éjection le plus simple qui soit, à un seul étage d'éjecteur. Il est formé de deux boucles :

— la « **boucle frigorifique** » BF parcourue par le fluide frigorigène et comportant :

- l'**éjecteur** EJ qui aspire la vapeur issue de l'évaporateur EV et la comprime avant son introduction dans le condenseur CD,
- le **condenseur** CD qui liquéfie la vapeur de frigorigène,
- la **bouteille de liquide** BL, réserve de liquide frigorigène,
- le **détendeur** DT qui règle l'apport de liquide frigorigène dans l'évaporateur,
- l'**évaporateur** EV, où s'effectue la production de froid par vaporisation du liquide frigorigène ; cet échangeur thermique est placé dans l'enceinte à refroidir EF ;

— la « **boucle motrice** » BM parcourue par le fluide moteur actif et comportant :

- l'**éjecteur** où l'énergie cinétique du jet de vapeur de fluide actif, qui pénètre dans l'éjecteur par l'**injecteur** IN, sert à assurer la circulation du frigorigène dans la boucle frigorifique BF,
- le **condenseur** CD qui liquéfie la vapeur de fluide actif sortant de l'éjecteur,
- la **bouteille de liquide** BL, réserve de fluide actif liquide,
- la **pompe** PA qui alimente le bouilleur en liquide à vaporiser,
- le **bouilleur** BO, « chaudière » qui reçoit l'énergie thermique alimentant la machine. Sous l'action du chauffage le liquide se vaporise et la vapeur formée se surchauffe avant de pénétrer dans l'éjecteur de l'éjecteur.

Comme on le voit, si l'on distingue parfaitement les deux boucles il apparaît clairement qu'elles ne sont pas séparables. Le système en question est bien *intégré* ou non dissociable : l'éjecteur, qui joue ici un double rôle (à la fois « moteur thermique » pour la boucle motrice et « compresseur » pour la boucle frigorifique), le condenseur et la bouteille de liquide sont communs aux deux boucles. Ici, c'est la même substance qui est utilisée comme frigorigène et comme fluide moteur ; il en est généralement ainsi.

Nota : rien n'empêcherait d'utiliser **deux fluides** formant deux liquides non miscibles dans la bouteille de liquide. L'un dévolu au rôle de frigorigène alimenterait, seul, le détendeur du cycle frigorifique tandis que l'autre, utilisé comme fluide moteur et prélevé à un niveau différent de la bouteille serait, seul, repris par la pompe pour alimenter le bouilleur.

En appelant : Φ_F , la puissance frigorifique produite, Φ_C , la puissance calorifique rejetée dans le circuit de refroidissement du condenseur, Φ_M , la puissance thermique « motrice » fournie au système de chauffage du bouilleur et W la (petite) puissance mécanique consommée par la pompe, on a, en appliquant le premier principe (et en considérant, pour simplifier, comme négligeables les pertes thermiques de l'ensemble du circuit vis-à-vis de l'extérieur) :

$$+|\Phi_F| - |\Phi_C| + |\Phi_M| + |W| = 0 \quad (1)$$

Notons que $|W| \ll |\Phi_M|$; ce système est essentiellement thermofrigorifique en dépit de ce petit apport d'énergie mécanique nécessaire à la pompe alimentaire.

La figure 1b représente le tracé dans le diagramme enthalpique $\lg p - h$ de l'ensemble des cycles combinés frigorifique et moteur que ce système met en œuvre :

- de 1 à 2, le frigorigène aspiré est mélangé au fluide moteur, son enthalpie s'en trouve accrue ;
- de 2 à 3, l'ensemble des vapeurs, frigorigène et motrice, est comprimé dans le diffuseur de l'éjecteur de p_F à p_C ;
- de 3 à 4, la vapeur issue de l'éjecteur est, sous la pression constante p_C , désurchauffée puis condensée à $\theta_C(T_C)$. Le liquide formé est (légèrement) sous-refroidi ;

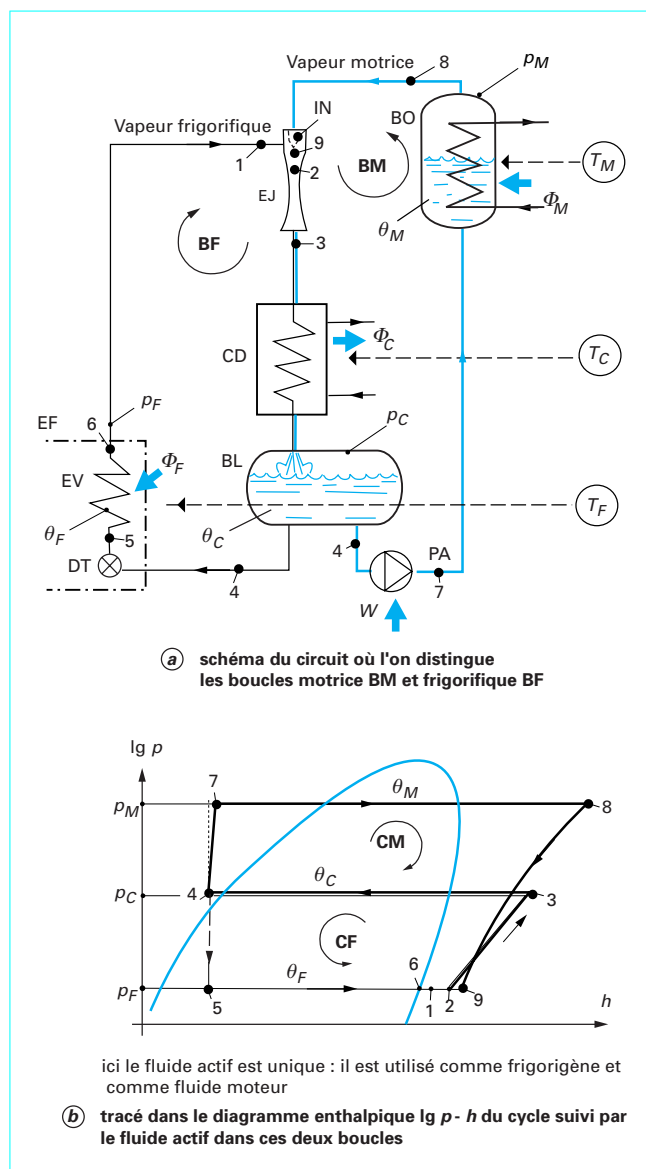


Figure 1 - Système thermofrigorifique à éjection

— de 4 à 5, le fluide utilisé comme frigorigène est détendu de p_C à p_F dans l'organe de détente DT. Cette détente, irréversible, est isenthalpique ;

— de 5 à 6, le frigorigène se vaporise dans l'évaporateur EV, sous la pression constante p_F et à la température $\theta_F(T_F)$ en produisant le froid utile (on suppose ici que la vapeur quitte l'évaporateur à l'état saturé) ;

— de 6 à 1, la vapeur se réchauffe dans la conduite d'aspiration de l'éjecteur.

Par ailleurs :

— de 4 à 7, le liquide est transporté, par la pompe PA, de la bouteille de liquide BL, où règne la pression p_C , vers le bouilleur BO où règne la pression $p_M > p_C$. On note que la transformation 4 → 7 n'est pas exactement une isotherme puisque l'énergie apportée à la pompe se retrouve dans le liquide transporté qui s'échauffe (mais très peu) ;

— de 7 à 8, dans le bouilleur BO, le liquide s'échauffe, puis il se vaporise sous la pression constante p_M à la température $\theta_M(T_M)$,

enfin la vapeur formée se surchauffe, à pression constante, jusqu'à la température θ_8 ;

— de 8 à 9, la vapeur formée se détend dans le système d'injection de l'éjecteur.

On remarque que le cycle total est la superposition :

— du *cycle frigorifique* CF ($1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 6 \rightarrow 1$), décrit dans le *sens inverse des aiguilles d'une montre* (cycle consommateur d'énergie mécanique) ;

— du *cycle moteur* CM ($2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 7 \rightarrow 8 \rightarrow 9 \rightarrow 2$), décrit dans le *sens des aiguilles d'une montre* (cycle producteur d'énergie mécanique).

Ce système thermofrigorifique a été introduit par les travaux de l'ingénieur français Maurice Leblanc (1857-1923) sur les cycles à eau (1903, brevet sur l'éjecteur de vapeur d'eau – 1908, brevet d'une machine frigorifique à éjection de vapeur d'eau). Il est peu utilisé car les problèmes qu'il pose sont plus des problèmes de mécanique des fluides que des problèmes de thermodynamique. Un éjecteur performant est difficile à réaliser, surtout lorsque les débits volumiques de vapeur à déplacer ne sont pas très importants. C'est encore l'eau le frigorigène le mieux adapté à ce système (cf. [B 4 250]).

2. Systèmes thermo-frigorifiques à absorption

Le système frigorifique à éjection, bien que fondamentalement différent du système à compression, utilise néanmoins, lui aussi, une méthode mécanique pour extraire la vapeur formée dans l'évaporateur frigorifique. Dans le système à compression, l'extraction de la vapeur résulte de l'aspiration mécanique du compresseur qui maintient la pression dans l'évaporateur à un niveau suffisamment bas. Dans le système à éjection, l'extraction de la vapeur est aussi le fait de l'aspiration mécanique de la vapeur par l'abaissement de pression qui résulte de la mise en vitesse de cette vapeur dans la partie convergente de l'éjecteur.

Il en va tout autrement dans les systèmes à sorption. L'effet d'aspiration de la vapeur de frigorigène résulte de la mise en présence de cette vapeur et d'une substance qui présente une grande affinité pour les molécules qui la constituent. Dès ce contact frigorigène-substance absorbante, les molécules de frigorigène se fixent sur la substance absorbante par sorption physique ou physico-chimique. Elles disparaissent alors de la phase gazeuse, ce qui provoque l'aspiration de nouvelles vapeurs provenant de l'évaporateur. Lorsque le sorbant est liquide, on a affaire à un **système à absorption** dont le fonctionnement peut être continu ou discontinu.

Le phénomène de production de froid par évaporation d'eau et fixation de la vapeur formée par l'acide sulfurique concentrée (absorption) a d'abord été étudié, en 1810, par l'Écossais John Leslie (1766-1832). C'est le Français Edmond Carré (1823-1894) qui appliqua en 1866 ce procédé en créant un appareil frigorifique intermittent à absorption utilisé pour refroidir l'eau des carafes. Cet appareil fut très utilisé dans les cafés du Second Empire. Son frère, Ferdinand Carré, (1824-1900) est le véritable père du cycle frigorifique à absorption continue et le promoteur du couple performant **frigorigène : ammoniac/absorbant : eau**.

Ce couple est toujours utilisé dans des machines à absorption actuelles, notamment pour la production de froid à des températures inférieures à 0 °C. Pour la production de froid aux températures supérieures à 0 °C, notamment pour les besoins de la climatisation, on a mis au point aux États-Unis, dès 1938, une nouvelle adaptation du cycle à absorption continue de Carré en utilisant un autre couple **frigorigène : eau/absorbant : bromure de lithium**.

Ce couple est, lui aussi, toujours utilisé dans les machines modernes.

Le calcul d'un système thermofrigorifique à absorption et l'application numérique pour un système ammoniac-eau destiné à refroidir un flux de liquide frigoporteur pour le refroidissement indirect d'enceintes dont la température intérieure est voisine de 0 °C font l'objet de l'article [BE 9 736].

2.1 Système à absorption continue à générateur « simple effet »

La figure 2 représente schématiquement une telle machine qui suit le cycle fondamental de Carré. Pour mieux fixer les idées, les divers éléments du circuit de la machine ont été placés sur un plan comportant, en abscisse, une échelle de température et, en ordonnée, une échelle de pression. On peut ainsi facilement juger les conditions thermodynamiques qui règnent dans tel ou tel de ces éléments.

Le système comporte :

— l'*évaporateur* EV du système frigorifique, où le frigorigène F se vaporise sous la pression p_F et à la température correspondante θ_F (ou T_F dans l'échelle absolue) en produisant le froid utile. Ici le schéma suggère que la puissance frigorifique produite, Φ_F , sert à refroidir un débit de liquide frigoporteur qui circule dans l'échangeur thermique noyé dans le liquide frigorigène en ébullition. Le débit de vapeur formée quitte l'évaporateur en 1 ;

— l'*absorbeur* AB, où règne également la pression p_F . Dans cette capacité, la vapeur de frigorigène est mise en présence d'une solution pauvre SP à forte affinité pour le frigorigène, qui pénètre, en d, dans l'absorbeur et dont la concentration massique en frigorigène est x_p . Cette solution fixe la vapeur de frigorigène et se transforme en solution riche, SR, de titre $x_r > x_p$. Cette absorption entraîne le dégagement d'une puissance thermique Φ_{AB} . Le schéma suggère que celle-ci est extraite à la température $\theta_C(T_C)$ par la circulation d'un débit convenable de fluide caloporteur dans l'échangeur thermique de l'absorbeur. La solution riche quitte l'absorbeur en a ;

— la *pompe de solution riche* PS, qui déplace le débit de solution riche de l'absorbeur, sous la pression p_F , vers le générateur de vapeur GE, sous la pression $p_C > p_F$. Pour effectuer ce transfert, la pompe consomme la puissance mécanique W ;

— l'*échangeur thermique intersolutions* EI, où le débit de solution riche est chauffé par le flux thermique Φ_{EI} résultant du refroidissement que l'on impose au débit de solution pauvre sortant du générateur avant de l'introduire dans l'absorbeur ;

— le *générateur de vapeur (de frigorigène)* GE (organe quelquefois dénommé « bouilleur ») où la solution riche, qui y pénètre en b, est soumise à l'apport de la puissance thermique motrice Φ_M . Sous l'action de ce chauffage, le frigorigène est extrait de la solution riche, à la température θ_M , sous la pression p_C . La solution s'appauvrit en frigorigène et sort en c, à θ_M , à l'état de solution pauvre ;

— le *régleur de solution* RS, qui permet d'alimenter correctement l'absorbeur, en d, avec la solution pauvre sortant de l'échangeur thermique EI. Il en abaisse la pression de p_C à p_F ;

— le *condenseur* CD du système frigorifique où la vapeur de frigorigène, issue du générateur GE entre en 2. Cette vapeur s'y refroidit et s'y condense, sous la pression p_C et, admettons-le, à la température $\theta_C(T_C)$ du fait de l'extraction de la puissance thermique Φ_{CD} grâce à la circulation d'un débit convenable de fluide de refroidissement ;

— le *détendeur* DT qui abaisse, de 3 à 4, de p_C à p_F , la pression du débit de frigorigène que l'on introduit dans l'évaporateur EV.

Nota : la concentration massique, ou titre massique, $x = \frac{m_{fr}}{m_{fr} + m_{ab}}$ où m_{fr} est la

masse de frigorigène qui accompagne la masse m_{ab} d'absorbant dans un volume donné de solution.

Le cycle est dibare et tritherme. Le compresseur du cycle mécanofrigorifique à compression est remplacé par l'ensemble entouré d'une ligne tiretée et comprenant : l'absorbeur AB qui « aspire » la vapeur de frigorigène sous basse pression p_F et le générateur de vapeur GE (bouilleur) qui « refoile », sous la haute pression p_C , cette vapeur dans le condenseur CD. On trouve en outre : la pompe PS de déplacement de la solution riche, l'échangeur thermique intersolutions EI et le détendeur RS de la solution pauvre. La machine fonctionne essentiellement grâce à la puissance thermique motrice Φ_M . Notons que $W \ll \Phi_M$.

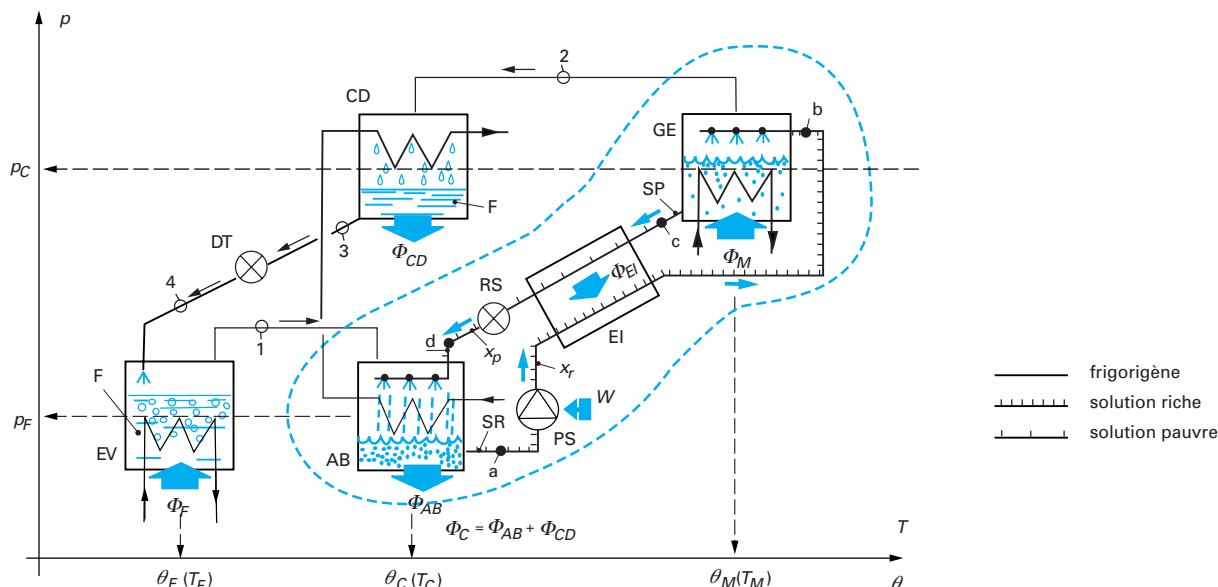


Figure 2 – Système thermofrigorifique à absorption continue

Le compresseur d'un cycle frigorifique à compression serait normalement installé entre les points 1 (aspiration) et 2 (refoulement). Cet organe mécanique unique est ici remplacé par l'ensemble, beaucoup plus complexe : AB + PS + EI + GE + RS formant ce que certains dénomment un « thermocompresseur ». Cet ensemble consomme essentiellement de l'énergie thermique car $W \ll \Phi_M$. Comme on le constate, le système est au moins tritherme : T_F , T_C et T_M . Il est, par contre dibare p_F et p_C . On remarque, là aussi, la présence de deux boucles imbriquées :

- la boucle de circulation du frigorigène $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$. C'est la boucle « frigorifique » ;
- la boucle de circulation des solutions de transport du frigorigène $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d \rightarrow a$. C'est la boucle « motrice ».

Elles ne sont, évidemment, pas séparables ; le système à absorption est bien un système thermofrigorifique intégré. En appliquant le premier principe et en négligeant les pertes thermiques du circuit :

$$+|\Phi_F| - |\Phi_{AB}| - |\Phi_{CD}| + |W| + |\Phi_M| = 0 \quad (2)$$

2.2 Couples frigorigène-absorbant

Il convient, on l'a dit, que l'affinité soit la plus grande possible entre le frigorigène et la substance absorbante. Seul le frigorigène doit parcourir la boucle frigorifique ; l'absorbant doit rester confiné dans le circuit des solutions. Il importe donc qu'il y ait une grande différence entre les pressions de vapeur du frigorigène et de l'absorbant ou, si l'on préfère, il faut qu'il existe un grand écart entre les températures d'ébullition, $\Delta\theta_{eb}$, du frigorigène et de la substance absorbante. Voici, parmi bien d'autres proposés par les chercheurs, quelques couples frigorigène/absorbant (tableau 1).

Les couples importants figurent en gras. Lorsque les écarts des températures d'ébullition du frigorigène et de l'absorbant sont trop faibles (par exemple inférieurs à 200 K) une rectification des vapeurs émises à la sortie du bouilleur s'impose pour retenir l'absorbant dans

le circuit des solutions. Un rectificateur, simple, est nécessaire avec le système ammoniac-eau. Il est totalement inutile avec le système eau-bromure de lithium. Avec certains couples il convient de se préoccuper de l'agressivité des substances vis-à-vis des matériaux constituant le système. Des limitations de la température de fourniture de la chaleur motrice T_M sont souvent nécessaires.

2.3 Diagrammes thermodynamiques

Les couples frigorigène-absorbant des systèmes à absorption sont des mélanges zéotropes de substances dont les pressions de vapeur sont très différentes. La figure 3 représente le comportement d'un tel mélange, ici le mélange ammoniac-eau, dans le diagramme classique température/concentration massique de l'un des constituants. On se réfère ici au frigorigène NH_3 . Comme la température varie au cours des changements d'état des mélanges zéotropes, on est donc amené à considérer deux courbes différentes température/composition x_{NH_3} du mélange pour chacune des pressions prises comme paramètre :

- la **courbe de « bulle »**, qui donne, pour chaque teneur massique en ammoniac, la température d'ébullition commençante du *mélange liquide* (point de « bulle »). On a tracé trois de ces courbes, 1, 2 et 3, respectivement pour les trois pressions : 0,5 ; 1 et 5 bar. Pour chaque pression considérée, le domaine situé au-dessous de la courbe de bulle est le domaine des *mélanges liquides sous-refroidis* ;
- la **courbe de « rosée »**, qui donne, pour chaque teneur massique en ammoniac, la température de condensation commençante du *mélange gazeux* (point de « rosée »). Les courbes 1', 2' et 3' correspondent respectivement à ces trois mêmes pressions. Pour chaque pression considérée, le domaine situé au-dessus de la courbe de rosée est le domaine des *mélanges gazeux surchauffés*.

Pour les mélanges zéotropes, courbes de « bulle » et courbes de « rosée » n'ont aucun point commun sauf sur les axes qui correspondent à l'un et l'autre des composants purs : A1, A2 et A3 pour l'eau et les trois pressions considérées, B1, B2 et B3 pour l'ammoniac.

Tableau 1 – Quelques couples frigorigène-absorbant

Frigorigène		Absorbant		$\Delta\theta_{eb}$ (K)
Substance formule	Température d'ébullition θ_{eb} (°C)	Substance formule	Température d'ébullition θ_{eb} (°C)	
Ammoniac NH_3	-33,5 (1)	Eau H_2O	100	133,5
Méthylamine $\text{CH}_3\text{-NH}_2$	-6,5	Eau H_2O	100	106,5
Éthylamine $\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-NH}_2$	+16,5	Eau H_2O	100	83,5
Eau H_2O	100 (2)	Bromure de lithium LiBr	1265	1165
Eau H_2O	100 (2)	Bromure de lithium + Chlorure de zinc (1/1) $\text{LiBr} + \text{ZnCl}_2$	$\text{LiBr} : 1265$ $\text{ZnCl}_2 : 732$	> 600
Trifluoroéthanol $\text{C}_2\text{F}_3\text{H}_2\text{OH}$	73,6 (3)	Diméthylether du tétraéthylèneglycol $\text{C}_{10}\text{H}_{22}\text{O}_5$	275	201,4

(1) frigorigène pour systèmes permettant la production de basses températures
(2) frigorigène pour la production de froid en vue de la climatisation
(3) frigorigène proposé pour des thermopompes (pompes à chaleur) à absorption

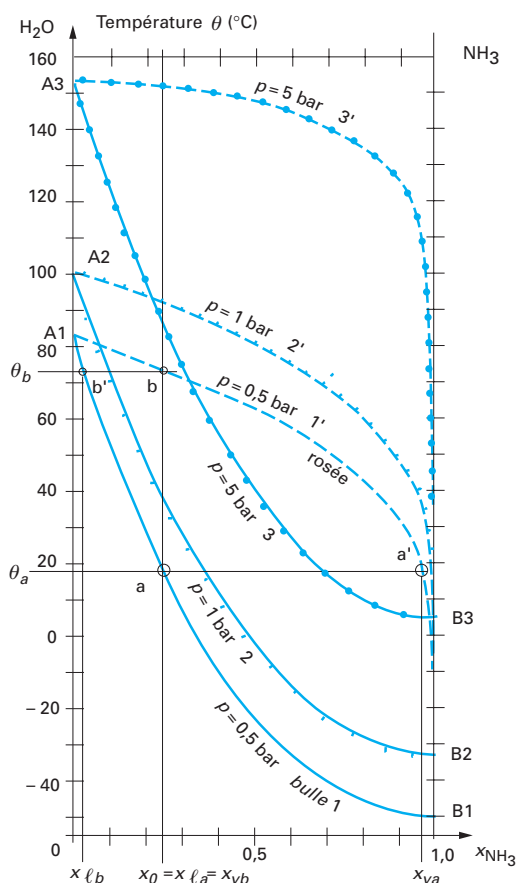


Figure 3 – Diagramme thermodynamique du couple ammoniac-eau

Exemple : on a ainsi, pour ces trois pressions, les températures de saturation de l'eau pure, respectivement égales à un peu plus de 81 °C, 100 °C et 152 °C, avec les températures de saturation de l'ammoniac respectivement égales, pour les trois pressions considérées, à -47 °C, -33,5 °C et 4,5 °C.

Les courbes de « bulle » et de « rosée » forment ainsi des « fuseaux » qui s'élèvent et se déforment quand les pressions croissent. Si l'on chauffe un mélange liquide de composition donnée, ici par exemple $x_0 = 25\%$ massique d'ammoniac, sous la pression de 0,5 bar, lorsque l'on atteint le point a (point de « bulle »), à la température θ_a , voisine de 18 °C pour l'exemple choisi, l'ébullition commence. La phase gazeuse qui se forme a la composition correspondant au point a', sur la courbe de rosée relative à la même pression, soit $x_{va} = 97\%$ massique d'ammoniac environ. Le mélange liquide de composition initiale x_0 achèverait de se vaporiser au point b à la température θ_b , voisine de 72 °C. Le « glissement » de température au cours de la vaporisation est important, de l'ordre de 54 °C. La composition de la dernière phase liquide x_{lb} est inférieure à 2 % massique d'ammoniac ; c'est presque de l'eau pure. Le domaine compris à l'intérieur de chaque fuseau est le domaine mixte *liquide + vapeur*.

2.3.1 Diagramme $\lg p$ /- $1/T$ des couples frigorigène-absorbant (diagramme d'Oldham)

■ Diagramme d'Oldham du couple ammoniac-eau

Selon la formule fondamentale de Clapeyron, pour chaque composition du mélange, les relations entre les températures des points de « bulle » θ_a et des points de « rosée » θ_b avec les pressions p peuvent prendre les formes suivantes, semblables à celles des relations de pression de vapeur des fluides purs :

— pour les points de « bulle » des mélanges liquides :

$$\lg p = a + \frac{b}{T} + \dots \quad (3)$$

— pour les points de « rosée » des mélanges gazeux :

$$\lg p = a' + \frac{b'}{T} + \dots \quad (4)$$

où $a \neq a'$ et $b \neq b'$, valeurs d'ailleurs toutes différentes selon la composition des mélanges liquides ou vapeurs considérés. Ces relations sont représentées graphiquement dans le diagramme de la figure 4 dont les coordonnées sont : pour les abscisses l'inverse de

la température absolue (changé de signe pour que, dans cette échelle non linéaire, les températures croissent, comme c'est habituel, de la gauche vers la droite) $-1/T$ et pour les ordonnées le logarithme de la pression $\lg p$. Dès lors les relations (3) et (4) se présentent comme des courbes très « tendues », pratiquement des droites. Cette représentation est due à B.C. Oldham (1934).

Nota : mais certains auteurs nomment cette représentation « diagramme de Clapeyron » et d'autres « diagramme de Duhring ».

La figure 4 comporte le tracé, en traits pleins, des courbes correspondant aux points de « bulle » de 5 mélanges liquides ammoniac/eau dont les teneurs massiques en ammoniac (x_l) sont précisées. Le diagramme comporte en outre, à gauche, la courbe correspondant aux pressions de vapeur de l'ammoniac pur et, à droite la courbe des pressions de vapeur de l'eau pure. Bien que leur utilité soit nettement moins grande, on a fait figurer sur ce diagramme les courbes des points de « rosée » de 5 mélanges gazeux dont les teneurs massiques en ammoniac (x_v) sont indiquées. L'intersection de la droite correspondant à la vapeur et de celle correspondant au liquide donne, pour les conditions physiques du point d'intersection, les teneurs concomitantes en ammoniac des deux phases. Elles sont en général très différentes, la phase gazeuse étant beaucoup plus riche en ammoniac, plus volatil, que la phase liquide.

Bien qu'un tel diagramme soit insuffisant pour l'étude d'un système à absorption – il ne donne en effet aucun renseignement

d'ordre énergétique sur les mélanges –, il permet de répondre cependant à diverses questions comme nous le verrons en 2.4.3.

■ Diagramme d'Oldham du couple eau-bromure de lithium

La figure 5 montre un tel diagramme qui ressemble beaucoup au diagramme d'Oldham du couple ammoniac-eau. Néanmoins certaines différences apparaissent :

- seule figure, à gauche, la pression de vapeur du frigorigène, l'eau en l'occurrence. La courbe du sel absorbant, le bromure de lithium, ne figure pas à droite ;
- on voit apparaître, en bas et à droite deux courbes de cristallisation de deux hydrates différents : $\text{LiBr} \cdot \text{H}_2\text{O}$ et $\text{LiBr} \cdot 2\text{H}_2\text{O}$. À partir de ces courbes, vers le bas et la droite, la phase solide apparaissant, les mélanges ne sont plus utilisables dans le système frigorigifère ;
- il n'y a pas de courbes correspondant aux teneurs de la phase gazeuse. Celle-ci est toujours constituée d'eau pure.

Attention, les teneurs indiquées sur les droites de la figure 5 sont, comme dans le cas précédent, relatives à la teneur massique en frigorigène : l'eau. **Cela n'est pas général.** Très souvent les valeurs qui figurent sur les courbes sont, au contraire, relatives à la teneur de la solution liquide en bromure de lithium. Les valeurs données sont alors les compléments, à 1, de celles de la figure 5.

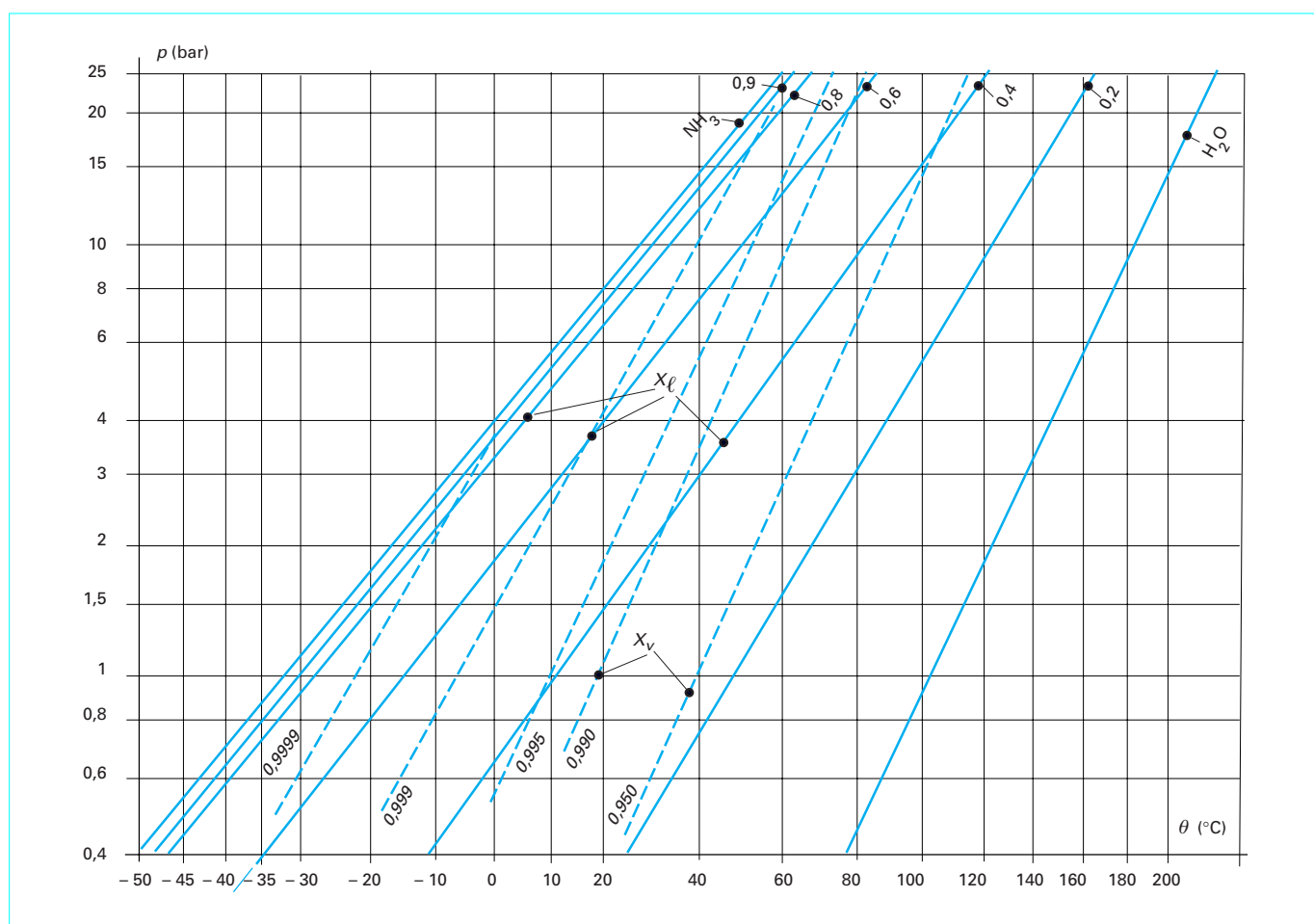


Figure 4 – Diagramme d'Oldham du couple ammoniac-eau

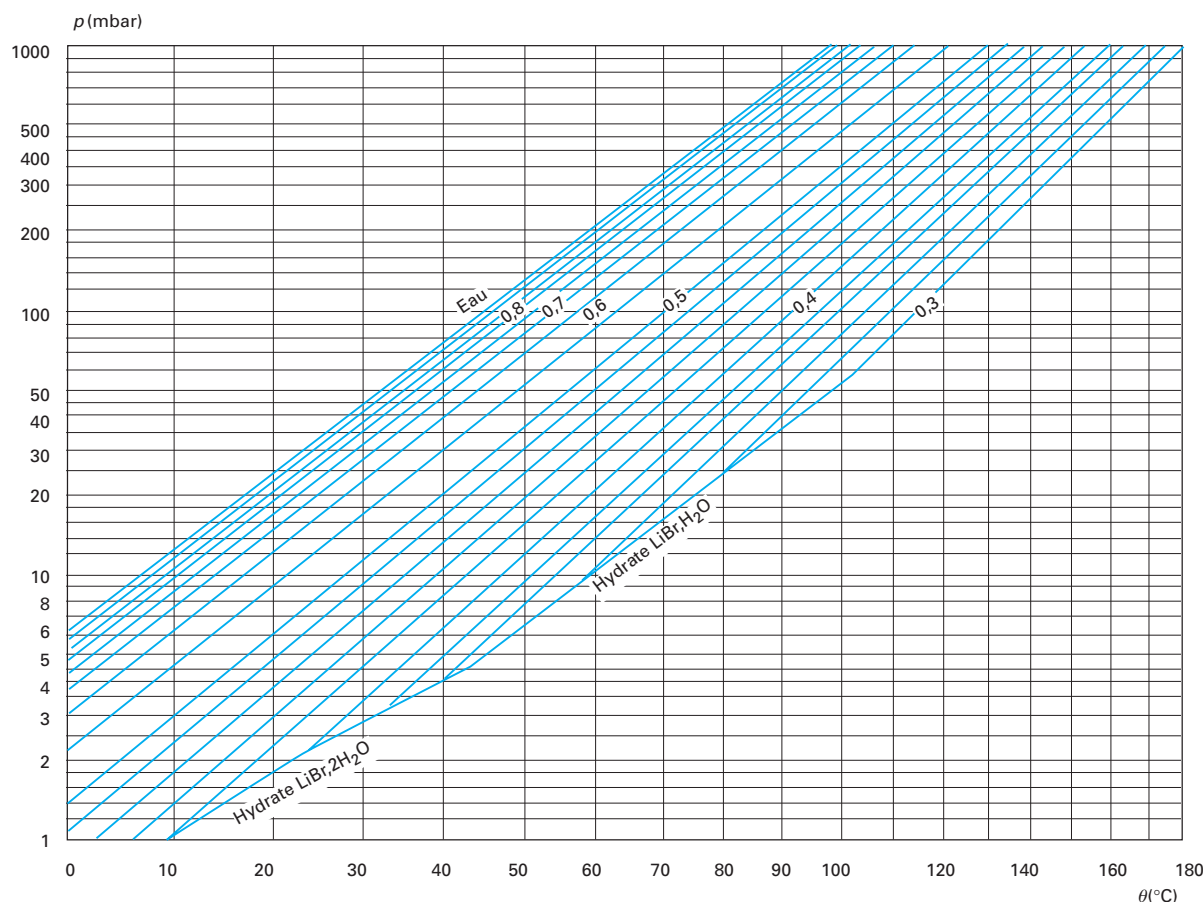


Figure 5 – Diagramme d'Oldham du couple eau-bromure de lithium

2.3.2 Diagramme enthalpie-concentration en frigorigène des mélanges liquides $h-x_e$ – (diagramme de Merkel)

Pour calculer les divers éléments d'un système frigorifique à absorption, il est nécessaire d'avoir recours aux grandeurs énergétiques comme l'enthalpie. Le diagramme enthalpie massique-concentration des mélanges liquide en frigorigène, proposé par Merkel (appelé, plus précisément, diagramme de Merkel-Bosnjakovic), que nous désignerons plus brièvement comme « diagramme enthalpie-concentration », répond à cette attente. Le diagramme enthalpie/concentration, dont le schéma est représenté figure 6, correspond au couple **ammoniac-eau**. Il comporte les courbes suivantes :

- des *courbes isobares « de bulle »*, B, en forme de selle. Au-dessous de chacune d'elle est le domaine des mélanges liquides sous-refroidis pour la pression considérée ;
- des *courbes isobares « de rosée »*, R, très tendues et très proches les unes des autres. Au-dessus de chacune d'elles est le domaine des mélanges gazeux surchauffés pour cette pression ;
- des *courbes isobares de construction*, C, qui n'ont pas, comme les précédentes, un sens physique mais qui servent à rechercher les

compositions concomitantes d'équilibre des phases liquide et vapeur en présence ;

— les *isothermes des mélanges liquides*, θ_e , également en forme de selle ;

— quelquefois, mais pas toujours, les *courbes d'égale teneur massique en frigorigène de la phase gazeuse*, ici x_v, NH_3 .

Dans la figure 3, les courbes « de bulle » et « de rosée » avaient, sur chacun des axes des fluides composants un point commun ; les fuseaux étaient fermés. Ici, sur chacun des axes, les courbes « de bulle » et « de rosée » sont séparées par un segment qui représente l'enthalpie de vaporisation du composant considéré. Ainsi, pour la pression de 1 bar, par exemple, le segment qui sépare, côté eau, les extrémités des courbes « de bulle » et « de rosée », $L_{v, \text{H}_2\text{O}}(1 \text{ bar})$, correspond à l'enthalpie de vaporisation de l'eau sous cette pression. Du côté ammoniac, le segment $L_{v, \text{NH}_3}(1 \text{ bar})$, représente l'enthalpie de vaporisation de ce fluide sous la même pression ; le fuseau est ouvert.

Il existe aussi des diagrammes enthalpie/concentration pour le couple **eau-bromure de lithium**. Mais alors les courbes C de construction sont absentes puisque la vapeur est de l'eau pure.

Les diagrammes thermodynamiques (§ 2.3) peuvent être remplacés par des logiciels « ad hoc ».

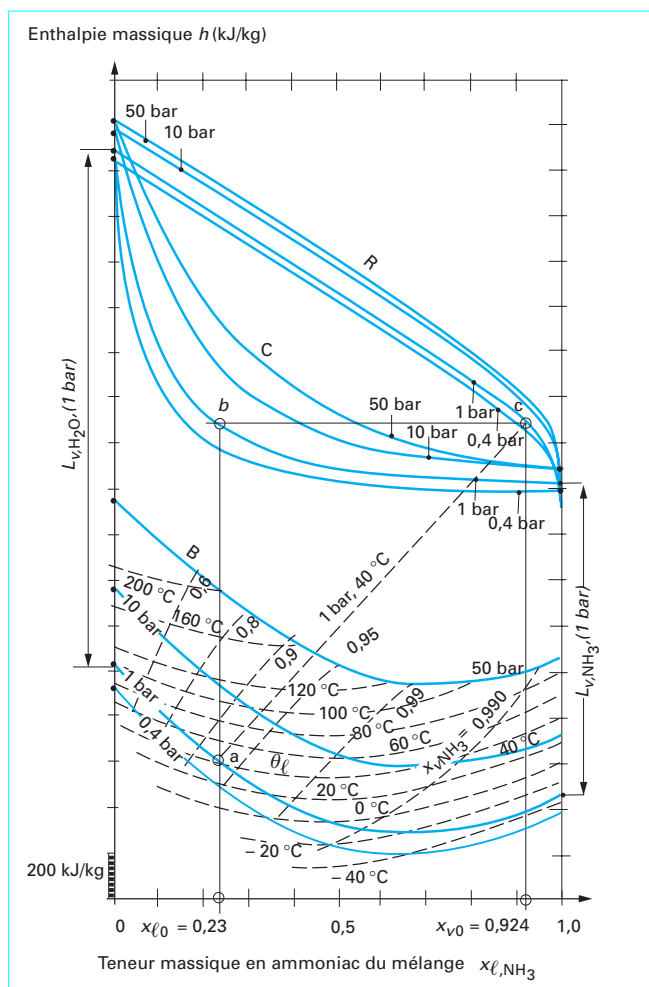


Figure 6 – Diagramme de Merkel (enthalpie-concentration) du couple ammoniac-eau

Exemple pour montrer l'usage des courbes C

Supposons que nous ayons une solution liquide ammoniac-eau à 40 °C et sous la pression de 1 bar. Elle est représentée par le point a et sa teneur massique en ammoniac est $x_{l0} = 0,23$. Pour trouver la composition de la phase gazeuse en équilibre avec ce liquide, aux mêmes conditions de pression et de température (teneur concomitante en ammoniac de la vapeur), on élève, de a, la verticale jusqu'à l'isobare de construction C = 1 bar. Du point b ainsi obtenu on trace l'horizontale jusqu'à sa rencontre, en c, avec l'isobare de rosée R = 1 bar. La teneur en ammoniac de la vapeur au point c, soit $x_{v0} = 0,924$ répond à notre question. Le tracé des courbes x_{v,NH_3} , lorsqu'il existe, évite cette construction. Mais, en raison de la redondance avec l'usage des courbes C, les courbes donnant la composition de la phase gazeuse sont parfois absentes.

2.4 Utilisation des diagrammes thermodynamiques

2.4.1 Cycle des solutions représenté dans le diagramme d'Oldham

Considérons, d'une part, le système à générateur simple effet de la figure 2 et, d'autre part, le diagramme d'Oldham de la figure 4

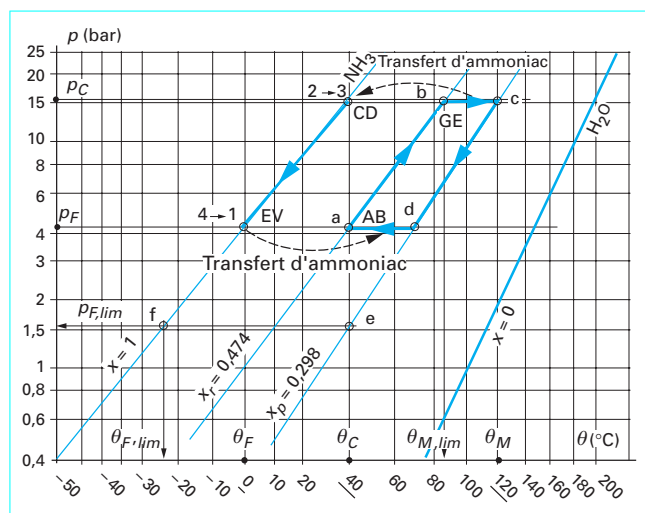


Figure 7 – Cycle des solutions dans le diagramme pour le couple ammoniac-eau

correspondant au couple frigorigène-absorbant utilisé, ici, par exemple, le couple ammoniac-eau. Lorsque l'on connaît les trois températures caractéristiques du cycle tritherme : $\theta_F(T_F)$, $\theta_C(T_C)$, $\theta_M(T_M)$, on peut aisément représenter, dans ce diagramme, le cycle idéal suivi par les solutions dans la machine, cycle jalonné par les points caractéristiques a, b, c et d. En guise d'exemple, la figure 7 représente un tel cycle pour $\theta_F = 0^\circ\text{C}$, $\theta_C = 40^\circ\text{C}$ et $\theta_M = 120^\circ\text{C}$. Ce cycle est compris entre les isobares de vaporisation (p_F) et de condensation (p_C) du frigorigène. Leur tracé est simple. Pour la première, l'intersection de l'isotherme $\theta_F(0^\circ\text{C})$ avec la courbe des pressions de vapeur de l'ammoniac pur ($x = 1$) donne le point EV de fonctionnement de l'évaporateur ; l'isobare qui passe par ce point est l'isobare p_F cherchée (ici 4,29 bar). On obtient la seconde isobare de la même manière par l'intersection de l'isotherme $\theta_C(40^\circ\text{C})$ et de la courbe $x = 1$; par le point CD qui correspond au condenseur passe l'isobare p_C (ici 15,55 bar).

La solution riche SR quittant (idéalement ici) l'absorbant AB à la température θ_C et sous la pression p_F , le point a qui la caractérise est à l'intersection des isotherme et isobare correspondantes. Le titre en ammoniac de cette solution liquide est donné par l'isotitrique ammoniac x_r passant par ce point a (ici $x_r = 0,474$ kg de NH_3 / kg de solution liquide).

De la même façon, le titre x_p en ammoniac de la solution pauvre liquide SP quittant le générateur GE à la température θ_M (120 °C) et sous la pression de condensation p_C est donné par l'isotitrique ammoniac x_p passant par le point c, intersection de l'isotherme θ_M et de l'isobare p_C (ici $x_p = 0,298$).

Dans le circuit d'alimentation du générateur GE et dans l'échangeur thermique intersolutions EI, la solution liquide riche, SR, est échauffée, à titre en ammoniac constant, tandis que sa pression s'élève de p_F à p_C (pompe). Idéalement, elle entrerait dans le générateur au point b, point de bulle correspondant à p_C (ici environ 86 °C).

Dans le générateur (bouilleur) GE, du fait de l'énergie thermique apportée à la solution, le frigorigène se dégage, se « désorbe » et est transféré dans le condenseur CD. Les points, confondus 2 et 3 sur la courbe $x = 1$, représentent les états de l'ammoniac entrant et sortant du condenseur, à l'état saturant, sous la pression p_C , donc ici à 40 °C (cela signifie que, dans cette situation théorique, la vapeur entrerait dans le condenseur, en provenance du bouilleur, avec une surchauffe nulle et que le liquide quitterait le condenseur avec un sous-refroidissement nul. C'est irréaliste). Du fait de ce transfert, la solution s'appauvrit ; le point caractéristique de la solution liquide décrit le palier isobare $b \rightarrow c$ du cycle des solutions.

Dans le circuit de retour vers l'absorbeur AB, la solution pauvre se refroidit, à titre en ammoniac constant, dans l'échangeur EI et sa pression s'abaisse de p_C à p_F (régleur RS). Idéalement, elle entre dans l'absorbeur au point d, point de bulle correspondant à p_F (ici environ 69 °C).

Dans l'absorbeur AB, du fait de l'énergie thermique extraite, la solution se refroidit et le frigorigène est transféré de l'évaporateur vers la solution pauvre qui l'absorbe et s'enrichit ; le point caractéristique décrit le palier isobare $d \rightarrow a$. Les points 4 et 1 sont confondus sur la courbe $x = 1$. Le point 4 représente l'état de l'ammoniac : liquide + vapeur à la sortie du détendeur DT, donc à l'entrée de l'évaporateur (mélange de vapeur saturée et de liquide saturant sous la pression p_F). Le point 1 représente l'état de la vapeur à la sortie de l'évaporateur, donc à l'entrée de l'absorbeur (vapeur supposée saturée).

2.4.2 Cycle des solutions représenté dans le diagramme enthalpie-concentration

La figure 8 représente le même cycle dans le diagramme enthalpie-concentration (ici en ammoniac), diagramme limité au seul domaine des solutions liquides. Ce cycle est borné par :

- les deux transformations isotitriques :
 - transformation $a \rightarrow b$, transfert de la solution riche x_r de l'absorbeur AB vers le générateur GE,
 - transformation $c \rightarrow d$, transfert de la solution pauvre x_p du générateur GE vers l'absorbeur AB ;
- les deux transformations isobares :
 - transformation $d \rightarrow a$, absorption du frigorigène, dans l'absorbeur AB, sous la pression p_F ,
 - transformation $b \rightarrow c$, désorption du frigorigène, dans le générateur GE, sous la pression p_C .

Remarque importante : conformément au schéma de la figure 2, même si l'on admet que la vapeur de frigorigène quitte le générateur en équilibre avec le liquide qui arrive au point b, ce qui est un cas idéal, cette vapeur n'est pas de l'ammoniac pur. Le diagramme nous indique qu'elle renferme encore environ 3 %, en masse, d'eau, ce qui est excessif et nuisible à la qualité du cycle frigorifique (et dans la réalité elle en renfermerait davantage). Avant d'être introduite dans le condenseur, la vapeur doit donc subir une rectification pour ramener sa teneur en eau à une valeur beaucoup plus réduite.

2.4.3 Limites de fonctionnement du système

Le système à compression parfait ne connaît aucune limite théorique de fonctionnement. Ses limites sont celles des propriétés du fluide actif, le frigorigène : point triple et point critique, nullement celle du système à compression parfait lui-même (mais les systèmes à compression réels ont, comme tous les systèmes réels, des limites pratiques de fonctionnement). Le système à absorption, même parfait, présente des limites de fonctionnement caractéristiques :

- 1 – les températures θ_F et θ_C (θ_C représentant à la fois la température de condensation et celle de la solution riche quittant l'absorbeur) étant fixées, il existe une température limite théorique inférieure $\theta_{M, \lim}$ de la source de chaleur motrice ;
- 2 – les températures θ_M et θ_C étant fixées, il existe une température limite théorique inférieure $\theta_{F, \lim}$ de la source de froid ;
- 3 – les températures θ_M et θ_F étant fixées, il existe une température limite théorique supérieure $\theta_{C, \lim}$ du puits de chaleur.

Pour mettre en évidence les limites 1 et 2, revenons au diagramme d'Oldham et au cycle de la figure 7. Notons tout d'abord que le système à absorption ne peut fonctionner, assurer le déplacement d'un débit de frigorigène et ainsi produire du froid que si le titre massique en frigorigène de la solution riche est supérieur au titre massique de la solution pauvre $x_r > x_p$.

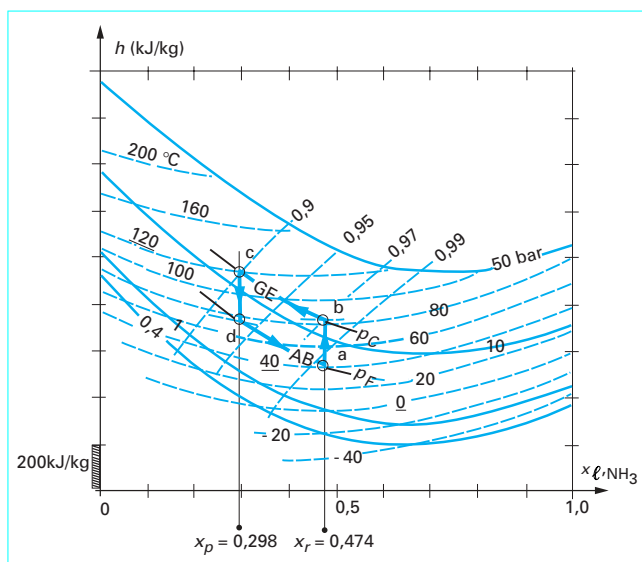


Figure 8 – Cycle des solutions dans le diagramme enthalpie-concentration pour le couple ammoniac-eau

1 – Limite théorique inférieure de la température de la source de chaleur motrice : $\theta_{M, \lim}$

Les températures θ_C et θ_F étant fixées, les isobares p_C et p_F le sont aussi, donc le titre x_r et les points a et b. En diminuant la température de la source de chaleur motrice θ_M , on rapproche le point c du point b ; le titre en ammoniac de la solution pauvre x_p s'élève. La machine cesse théoriquement de fonctionner lorsque le point c est confondu avec b et que $x_v = x_r$ (une machine à absorption réelle cesse évidemment de fonctionner bien avant cela). Par le point b passe l'isotherme limite $\theta_{M, \lim}$ (ici, environ 83 °C). On tire de cela une déduction pratique importante, valable également pour les systèmes réels : l'énergie thermique qui alimente le générateur d'un système à absorption doit être fournie à un niveau de température suffisamment élevé. Cette considération prend tout son sens lorsque l'on envisage de produire du froid en utilisant des rejets thermiques industriels, la chaleur solaire, etc.

2 – Limite théorique inférieure de la température de la source froide : $\theta_{F, \lim}$

Les températures θ_C et θ_M étant fixées, l'isobare p_C l'est aussi ainsi que le point c, donc le titre x_p de la solution pauvre et le point e qui est fixe. Si l'on abaisse la température θ_F de la source froide, donc la pression p_F qui règne dans l'ensemble évaporateur-absorbeur, le point a « descend » le long de l'isotherme θ_C . La solution sortant de l'absorbeur est de moins en moins riche en frigorigène. La machine à absorption, parfaite, cesse de fonctionner lorsque les points a et e sont confondus. La pression limite dans l'absorbeur est alors $p_{F, \lim}$ (ici environ 1,63 bar) ; la limite inférieure de la température de la source froide, $\theta_{F, \lim}$, est directement déterminable (ici environ -23,5 °C). On abaisse cette limite théorique en élevant la température θ_M du générateur. D'où la considération importante, également valable pour les systèmes réels : la température θ_M de la source de fourniture d'énergie thermique doit être d'autant plus élevée que le froid doit être produit à une température θ_F plus basse.

3 – Limite théorique supérieure de la température du puits froid : $\theta_{C, \lim}$

Les températures θ_F et θ_M étant fixées, l'isobare p_F l'est également. Sur le diagramme d'Oldham de la figure 9, on a tracé le cycle a-b-c-d des solutions examinées précédemment pour $\theta_C = 40$ °C. Lorsque θ_C s'élève, entraînant un accroissement de la pression p_C dans l'ensemble générateur-condenseur, le point a se déplace vers la droite,

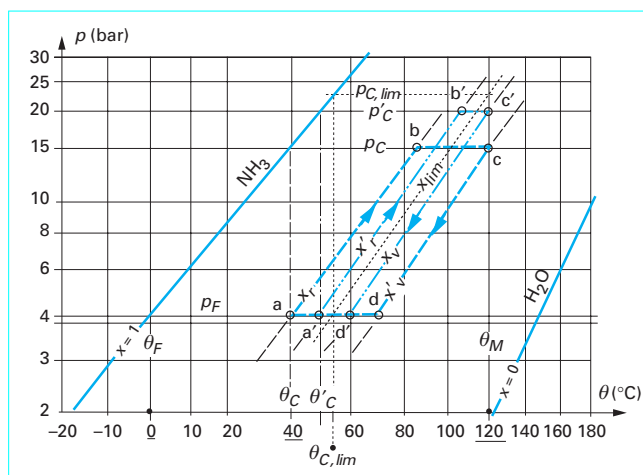


Figure 9 – Limite supérieure de la température de puits froid pour le couple ammoniac-eau

le point c s'élève le long de l'isotherme θ_M , le cycle des solutions s'allonge et s'amincit (ainsi pour $p'_C = 20$ bar, soit $\theta'_C \approx 49,5$ °C, a migre en a', d en d' tout en restant sur l'isobare p_F . Le cycle des solutions est alors a'-b'-c'-d') ; les titres en ammoniac des solutions riche et pauvre tendent l'un vers l'autre. On atteint ainsi assez vite la limite supérieure théorique $\theta_{C,lim}$ de cette température lorsque ces teneurs en ammoniac sont égales (ici $\theta_{C,lim}$ est environ 55 °C). On ne peut élever cette limite qu'en augmentant θ_M . D'où la conséquence pratique, vraie pour les systèmes réels comme pour les parfaits : *l'élévation, même réduite, de la température du puits de chaleur a des effets très néfastes sur le fonctionnement du système à absorption ; la température de ce puits doit rester aussi basse que possible.*

2.5 Taux de circulation des solutions

On désigne ainsi le rapport τ_c par :

$$\tau_c = \frac{\text{masse de solution déplacée}}{\text{masse de frigorigène transporté}}$$

Ce taux est différent pour la solution riche $\tau_{c,r}$ et pour la solution pauvre $\tau_{c,p}$. On les détermine en effectuant un double bilan massique : bilan massique total et bilan frigorigène, sur l'absorbeur ou sur le générateur. Considérons, par exemple, l'absorbeur AB (figure 10). Soient : m_r la masse de solution riche, de titre massique en ammoniac x_r , et m_p la masse de solution pauvre de titre x_p qui franchissent la frontière d'isolement FI alors qu'une masse unité de frigorigène, $F = 1$, pénètre dans l'absorbeur. On a les bilans massiques suivants.

Bilan massique total :

$$+1 + m_p - m_r = 0 \quad (5)$$

Bilan massique frigorigène :

$$+1 + m_p x_p - m_r x_r = 0 \quad (6)$$

De (5) et (6), on déduit les taux de circulation $\tau_{c,r}$ et $\tau_{c,p}$ des solutions :

$$\tau_{c,r} = \frac{1 - x_p}{x_r - x_p} \quad (7)$$

$$\tau_{c,p} = \frac{1 - x_r}{x_p - x_r} \quad (8)$$

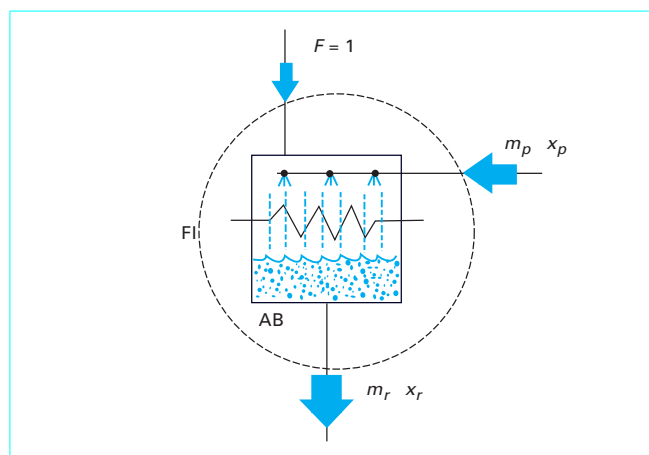


Figure 10 – Bilan massique d'un absorbeur

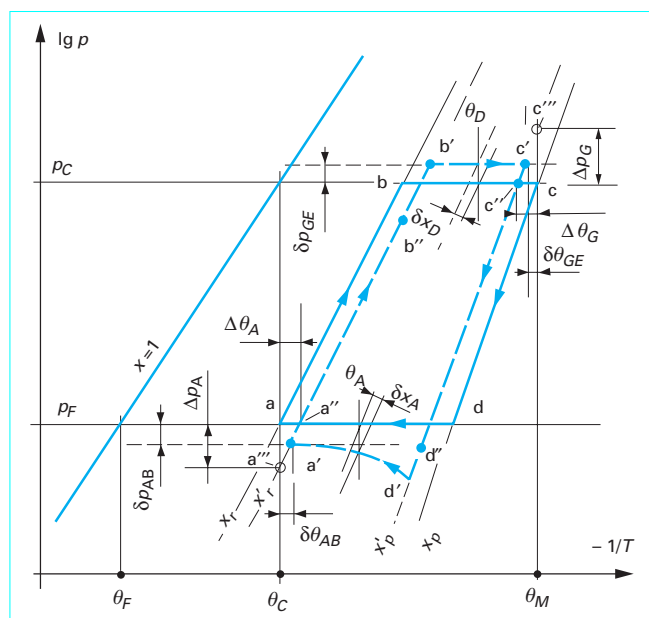


Figure 11 – Comparaison cycle réel/cycle idéal

Ces taux de circulation s'accroissent fortement lorsque les écarts de titre entre les solutions pauvre et riche s'amenuisent. La consommation énergétique de la pompe qui déplace la solution riche peut alors croître de manière exagérée.

2.6 Aperçu sur le cycle réel des solutions comparé au cycle idéal

On retrouve, sur la figure 11, le cycle idéal a-b-c-d des solutions d'une machine frigorifique à absorption simple dont les trois températures de fonctionnement sont : θ_F pour la source froide, θ_C , pour le condenseur et l'absorbeur et θ_M pour le générateur (bouilleur). Le cycle réel a'-b'-c'-d', qui tient compte des irréversibilités diverses, est quelque peu différent.

1 – À la sortie de l'absorbeur le point a' diffère du point a car :

- la pression d'équilibre de la solution réelle est inférieure de δp_{AB} à p_F en raison :
 - de la chute de pression due à la circulation du frigorigène entre évaporateur et absorbeur,
 - de l'écart de pression nécessaire au transfert de masse du frigorigène, de la vapeur vers la solution qui l'absorbe ;
- la température de la solution riche quittant l'absorbeur est supérieure de $\delta \theta_{AB}$ à la température de celui-ci en raison des échanges thermiques.

Il en résulte que le titre en frigorigène de la solution riche qui quitte effectivement l'absorbeur, x'_r , est inférieur au titre théorique x_r : $x'_r < x_r$.

2 – Le point de bulle de la solution riche entrant dans le générateur n'est pas représenté par le point b mais par le point b' car :

- le titre réel n'est pas x_r mais x'_r ;
- la pression d'équilibre dans cet organe est supérieure de δp_{GE} à la pression p_C , notamment en raison de la chute de pression due à la circulation du frigorigène entre le générateur et le condenseur.

Le point d'entrée dans le générateur de la solution riche réelle est même très souvent situé dans une position telle que b'' lorsque l'échauffement de la solution riche dans l'échangeur des solutions est insuffisant.

3 – Le point de sortie de la solution pauvre réelle du bouilleur c' est différent du point théorique c car :

- la pression d'équilibre de la solution réelle, ici supposée relativement peu variable, est supérieure de δp_{GE} à p_C en raison :
 - de la chute de pression due à la circulation du frigorigène entre le générateur et le condenseur,
 - de l'écart de pression d'équilibre nécessaire au transfert de masse du frigorigène, de la solution vers la vapeur, au cours de son extraction ;
- la température de la solution pauvre quittant le générateur est inférieure de $\delta \theta_{GE}$ à la température de celui-ci en raison des échanges thermiques.

Il en résulte que le titre en frigorigène de la solution pauvre quittant effectivement l'absorbeur, x'_p , est supérieur au titre théorique x_p : $x'_p > x_p$. Durant la désorption, pour une même température θ_D , la solution réelle est toujours plus riche en frigorigène, de δx_D , que la solution idéale. La désorption se fait moins bien.

4 – Le point de bulle de la solution riche entrant dans l'absorbeur n'est pas représenté par le point d mais par le point d' car :

- le titre réel n'est pas x_p mais x'_p ;
- la pression d'équilibre dans l'absorbeur est inférieure de δp_{AB} à la pression p_F . Cet écart, généralement assez fortement variable, résulte de la chute de pression due à la circulation du frigorigène entre l'évaporateur et l'absorbeur mais surtout de l'écart de pression nécessaire au transfert de masse du frigorigène, de la vapeur vers la solution qui l'absorbe.

Le point d'entrée dans le générateur de la solution riche réelle est même très souvent situé dans une position telle que d'' lorsque le refroidissement de la solution riche dans l'échangeur des solutions est insuffisant. Durant l'absorption du frigorigène, pour une même température θ_A , la solution réelle est toujours moins riche en frigorigène, de δx_A , que la solution idéale. L'absorption se fait moins bien.

Du fait de ces imperfections, notamment du fait des écarts de titre en frigorigène de la solution réelle par rapport à l'idéale, on a $(x'_r - x'_p) < (x_r - x_p)$. D'après la relation (7), le taux de circulation de la solution riche réelle s'accroît et avec elle la consommation énergétique de la pompe.

Pour un projet, on peut tenir compte de l'imperfection de l'absorbeur par l'écart des températures d'équilibre à l'absorbeur, sous la pression p_F , $\Delta \theta_A$, entre la solution riche réelle x'_r (point a'') et la solution riche idéale x_r (point a). On peut aussi caractériser cette imperfection par l'écart des pressions d'équilibre à l'absorbeur, à la température θ_C , Δp_A , entre la solution riche réelle x'_r (point a'') et la solution riche idéale x_r (point a).

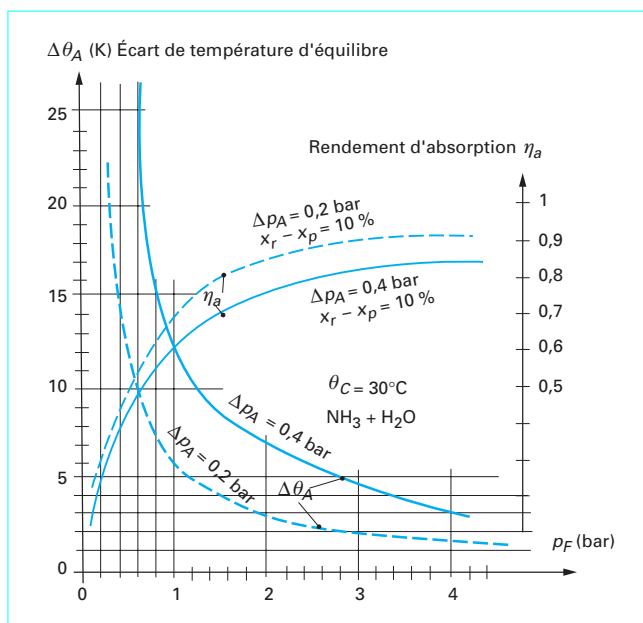


Figure 12 – Rendement d'absorption pour le couple ammoniac-eau

Il existe évidemment une relation entre $\Delta \theta_A$ et Δp_A . Pour une valeur donnée de l'écart Δp_A , l'écart de température d'équilibre $\Delta \theta_A$ croît rapidement lorsque la pression p_F dans l'évaporateur et l'absorbeur s'abaisse, donc quand la température θ_F diminue. L'imperfection de l'absorption a alors, en effet, une influence de plus en plus grande. La figure 12 montre ainsi deux courbes $\Delta \theta_A = f(p_F)$ pour le système ammoniac-eau et pour deux valeurs différentes de Δp_A . On peut enfin caractériser l'imperfection d'un absorbeur par le rendement d'absorption η_a :

$$\eta_a = \frac{x'_r - x'_p}{x_r - x_p} \quad (9)$$

pour un saut de titre $x_r - x_p$ donné, valeur qui est liée à $\Delta \theta_A$ ou à Δp_A .

L'imperfection du générateur peut donner lieu à des caractéristiques du même genre. Mais en raison de la pression beaucoup plus élevée qui règne dans ce composant du circuit, l'influence de son imperfection, bien que réelle est, en valeur relative, beaucoup plus faible que celle de l'absorbeur. Notons enfin que la présence dans ces composants de gaz étrangers (air par exemple) conduit à une diminution de leur efficacité.

2.7 Rectification

Pour que la vapeur entrant dans le condenseur ne renferme plus que du frigorigène, il peut être nécessaire d'épurer cette vapeur en lui extrayant la substance absorbante qui ne doit pas circuler dans la boucle frigorifique proprement dite. Ainsi dans le cas de l'utilisation du couple ammoniac-eau, l'écart insuffisant entre les températures d'ébullition du frigorigène et de l'absorbant rend nécessaire l'épuration de la vapeur ammoniacale pour lui extraire l'eau qu'elle renferme encore (ou du moins pour réduire celle-ci à une proportion résiduelle très réduite, quelques millièmes tout au plus). Cette rectification est la séparation, plus ou moins complète, des constituants du mélange binaire par circulation, à contre-courant, dans une

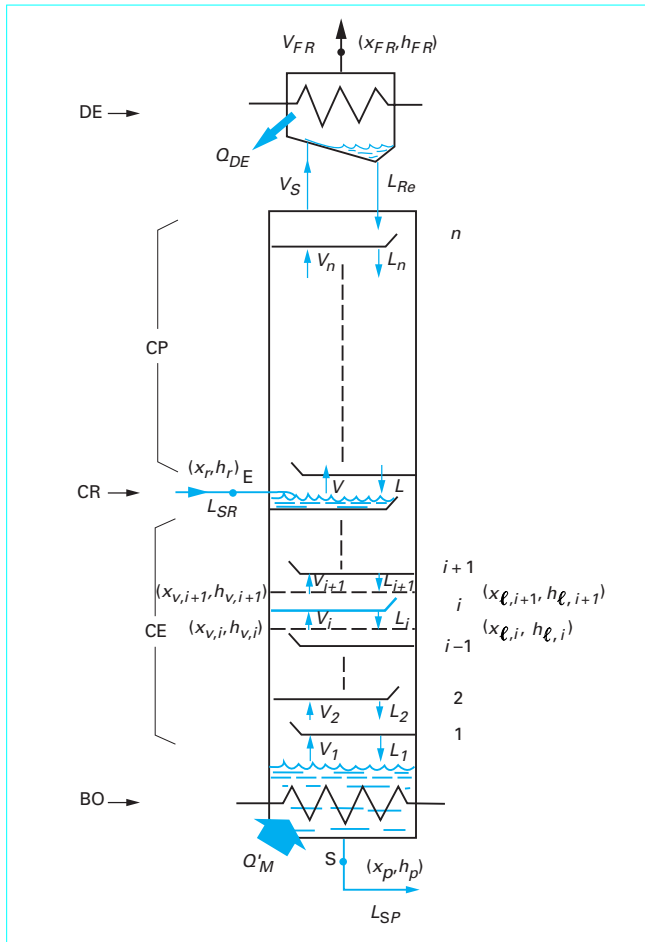


Figure 13 – Colonne de rectification

colonne de rectification CR (figure 13) d'une phase liquide s'écoulant dans la colonne de haut en bas et d'une phase gazeuse qui s'y écoule de bas en haut. Ces deux phases échangent, tout au long de la colonne, matière et chaleur. Pour qu'il en soit ainsi, il importe qu'il existe, entre ces phases, un déséquilibre thermodynamique, une différence des *potentiels chimiques* qui détermine l'évolution du système dans le sens voulu.

On entretient ce déséquilibre, d'une part, en chauffant dans le *bouilleur* BO la liquide qui se rassemble à la base de la colonne, ce qui assure sa vaporisation partielle, notamment celle du frigorigène, plus volatil (ce chauffage représente, on le sait, l'essentiel des besoins énergétiques du système), et, d'autre part, en refroidissant le haut de la colonne dans le *déphlegmateur* DE, ou *condenseur de reflux*, qui assure la condensation partielle de la vapeur sortante formant ainsi la phase liquide refluant dans le haut de la colonne.

Nota : ce condenseur plus ou moins intégré dans le haut de la colonne n'existe pas toujours. Le liquide de reflux est alors prélevé à la sortie du condenseur qui joue, dans ce cas, le double rôle de condenseur du circuit frigorifique et de déphlegmateur.

Tout au long de la colonne, on cherche à assurer une mise en équilibre des phases liquide et vapeur en présence, en mettant ces phases en contact intimes par des dispositions technologiques convenables : colonnes à plateaux, à « barbotage » obligé de la phase gazeuse dans la phase liquide, colonnes à corps de remplissage offrant une grande surface de contact entre les phases, etc.. Mais si l'on peut admettre que la vapeur V_{i+1} quittant le plateau courant i et entrant dans le suivant $i+1$ s'est, à peu près, mise en

équilibre thermodynamique avec le liquide L_i qui le quitte, il existe cependant un **déséquilibre voulu et systématique entre la vapeur V_i qui entre sur ce plateau i et le liquide L_i qui en sort**. On considère aussi que la solution liquide pauvre L_{SP} quittant le bouilleur en S est à peu près en équilibre avec la phase vapeur V_1 qui aborde le premier plateau. De même le liquide de reflux L_{RE} est sensiblement en équilibre avec la vapeur de « frigorigène » V_{FR} (FR = frigorigène pur + le reste d'absorbant acceptable qui l'accompagne) qui sort du déphlegmateur.

En régime permanent, au niveau de chaque plateau, trois bilans doivent être satisfaits.

1 – Bilan massique total :

$$+V_i - V_{i+1} + L_{i+1} - L_i = 0$$

d'où

$$V_i - L_i = V_{i+1} - L_{i+1} = V - L = \text{Cte} \quad (10)$$

2 – Bilan massique frigorigène :

$$+V_i x_{v,i} - V_{i+1} x_{v,i+1} + L_{i+1} x_{\ell,i+1} - L_i x_{\ell,i} = 0$$

d'où

$$V_i x_{v,i} - L_i x_{\ell,i} = V_{i+1} x_{v,i+1} - L_{i+1} x_{\ell,i+1} = V x_v - L x_\ell = \text{Cte} \quad (11)$$

3 – Bilan enthalpique :

En supposant nuls les échanges thermiques entre la colonne et le milieu extérieur :

$$+V_i h_{v,i} - V_{i+1} h_{v,i+1} + L_{i+1} h_{\ell,i+1} - L_i h_{\ell,i} = 0$$

d'où

$$V_i h_{v,i} - L_i h_{\ell,i} = V_{i+1} h_{v,i+1} - L_{i+1} h_{\ell,i+1} = V h_v - L h_\ell = \text{Cte} \quad (12)$$

La colonne de rectification totale CR peut être considérée comme la superposition d'une *colonne de purification de la vapeur en frigorigène*, CP, entre l'arrivée, en E, de la solution riche L_{SR} et le déphlegmateur, et d'une *colonne d'épuisement du liquide en frigorigène*, CE, entre E et le bouilleur. Examinons ces deux ensembles.

■ Colonne de purification CP

En isolant le déphlegmateur et la colonne de purification jusqu'à un quelconque ième plateau, (i,P), de celle-ci (figure 14) et en effectuant les trois bilans ci-dessus pour une **masse unité de vapeur extraite**, on a :

$$V_{i,P} - L_{i,P} = 1 \quad (13)$$

$$V_{i,P} x_{v,i,P} - L_{i,P} x_{\ell,i,P} = x_{FR} \quad (14)$$

$$V_{i,P} h_{v,i,P} - L_{i,P} h_{\ell,i,P} = Q_{DE} + h_{FR} \quad (15)$$

De (13) et (14), on tire :

$$L_{i,P} = \frac{x_{FR} - x_{v,i,P}}{x_{v,i,P} - x_{\ell,i,P}} \quad (16)$$

et :

$$V_{i,P} = \frac{x_{FR} - x_{\ell,i,P}}{x_{v,i,P} - x_{\ell,i,P}} \quad (17)$$

De (13) et (15) on déduit :

$$L_{i,P} = \frac{(Q_{DE} + h_{FR}) - h_{v,i,P}}{h_{v,i,P} - h_{\ell,i,P}} \quad (18)$$

et :

$$V_{i,P} = \frac{(Q_{DE} + h_{FR}) - h_{\ell,i,P}}{h_{v,i,P} - h_{\ell,i,P}} \quad (19)$$

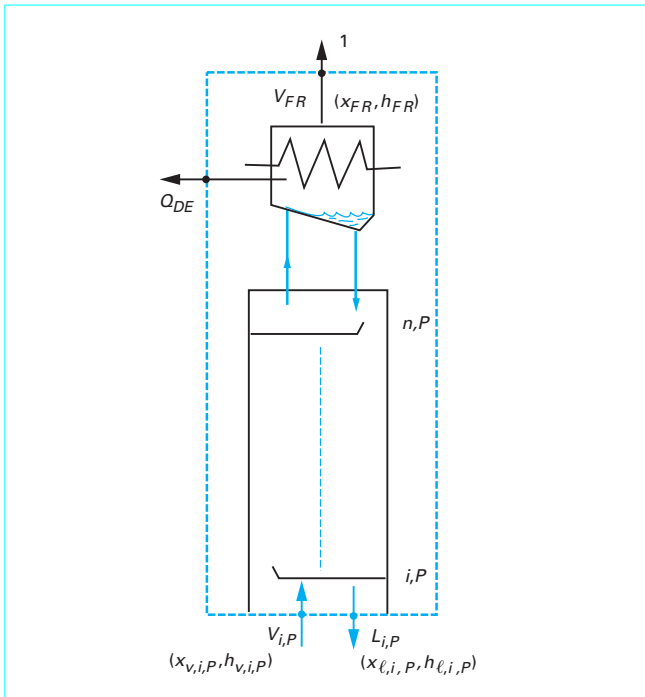


Figure 14 – Colonne de purification

En égalant, respectivement, les expressions (16) et (18) de même que (17) et (19) on vérifie aisément sur le diagramme enthalpie-concentration hx de la figure 15, que les points :

$L_{i,P}$ de coordonnées $x_{\ell,i,P}$ et $h_{\ell,i,P}$

$V_{i,P}$ de coordonnées $x_{v,i,P}$ et $h_{v,i,P}$

P de coordonnées x_{FR} et $(Q_{DE} + h_{FR})$

sont alignés, quels que soient $L_{i,P}$ et $V_{i,P}$ donc quel que soit le plateau considéré de la colonne de purification. P est le pôle de la colonne de purification. Sont donc également alignés avec P : le point $V_{1,P}$, représentant la phase gazeuse entrant sur le 1^{er} plateau de cette colonne et le point $L_{1,P}$ représentant la phase liquide qui en sort. Celle-ci doit, pour éviter toute irréversibilité, avoir la composition de la solution riche L_{SR} qui entre dans la colonne sous ce 1^{er} plateau (figure 13). On remarque, sur le diagramme enthalpie-concentration hx comme sur le diagramme température-concentration θx , que les températures de ces deux phases sont différentes. La température d'équilibre $\theta_{v,1,P}$ de la vapeur entrante $V_{1,P}$ est plus élevée que la température d'équilibre $\theta_{\ell,1,P}$ du liquide sortant. Il faut qu'il en soit ainsi pour que la rectification se fasse. Le pôle P a donc une position limite inférieure théorique P_{lim} pour laquelle ces deux phases seraient à la même température. À cette limite inférieure théorique correspond une valeur limite inférieure théorique de Q_{DE} . D'après les relations (16) et (17) et la construction ci-dessus dans le diagramme hx , la masse $V_{i,P}$ de vapeur entrant sur un plateau quelconque et la masse $L_{i,P}$ qui le quitte sont, pour l'unité de masse de vapeur sortant du déphlegmateur, respectivement représentées par des rapports de segments :

$$L_{i,P} = \frac{PV_{i,P}}{V_{i,P}L_{i,P}}$$

et

$$V_{i,P} = \frac{PL_{i,P}}{V_{i,P}L_{i,P}}$$

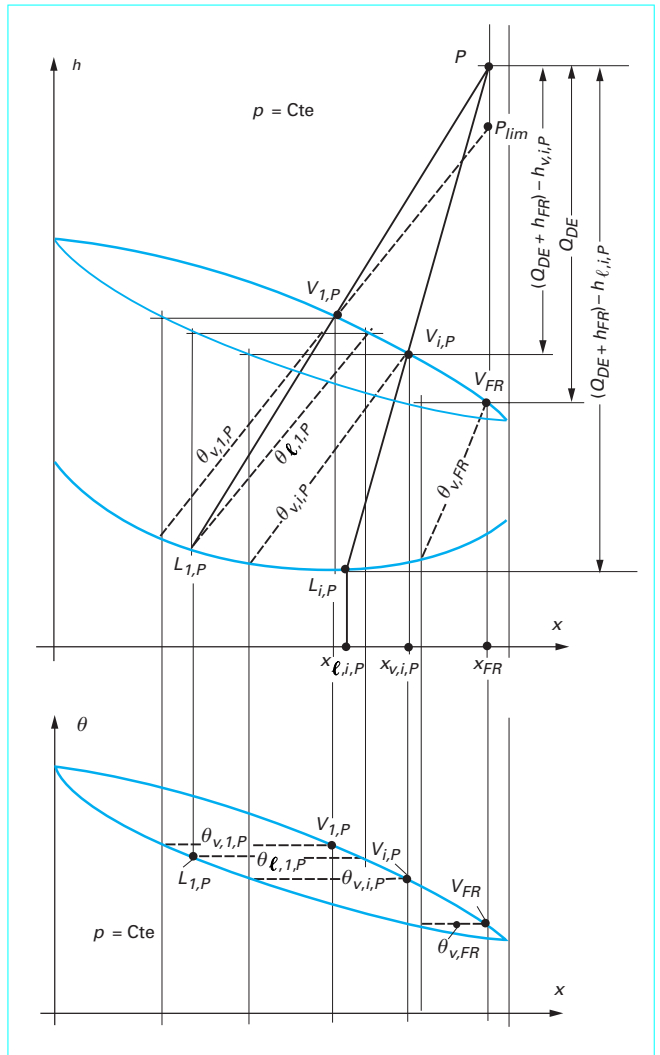


Figure 15 – Représentation de la colonne de purification dans un diagramme enthalpie-concentration

■ Colonne d'épuisement CE

En isolant le bouilleur et la colonne d'épuisement jusqu'à un quelconque i^{ème} plateau i, E de celle-ci (figure 16) et en effectuant, comme plus haut, les trois bilans pour une masse unité de solution pauvre sortante $L_{SP} = 1$, on a :

$$L_{i,E} - V_{i,E} = 1 \quad (20)$$

$$L_{i,E}x_{\ell,i,E} - V_{i,E}x_{v,i,E} = x_p \quad (21)$$

$$L_{i,E}h_{\ell,i,E} - V_{i,E}h_{v,i,E} = h_p - Q_M \quad (22)$$

De (20) et (21) on tire :

$$L_{i,E} = \frac{x_{v,i,E} - x_p}{x_{v,i,E} - x_{\ell,i,E}} \quad (23)$$

$$V_{i,E} = \frac{x_{\ell,i,E} - x_p}{x_{v,i,E} - x_{\ell,i,E}} \quad (24)$$

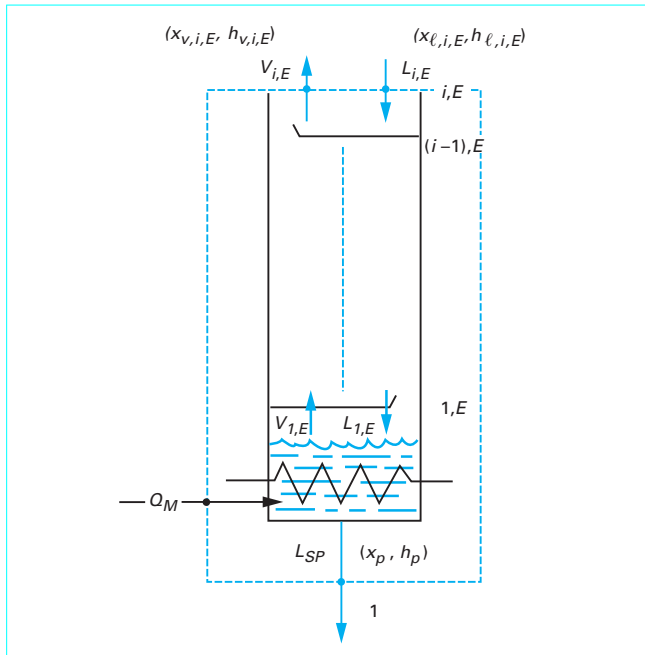


Figure 16 – Colonne d'épuisement

De (20) et (22) on déduit que :

$$L_{i,E} = \frac{h_{v,i,E} - (h_p - Q_M)}{h_{v,i,E} - h_{\ell,i,E}} \quad (25)$$

$$V_{i,E} = \frac{h_{\ell,i,E} - (h_p - Q_M)}{h_{v,i,E} - h_{\ell,i,E}} \quad (26)$$

En égalant, respectivement, les expressions (23) et (25) de même que (24) et (26) on montre, comme précédemment, que sur le diagramme enthalpie-concentration hx de la figure 17, les points :

$L_{i,E}$ de coordonnées $x_{\ell,i,E}$ et $h_{\ell,i,E}$
 $V_{i,E}$ de coordonnées $x_{v,i,E}$ et $h_{v,i,E}$
 P' de coordonnées x_p et $(h_p - Q_M)$

sont alignés, quels que soient $L_{i,E}$ et $V_{i,E}$ donc quel que soit le plateau considéré de la colonne d'épuisement. P' est le pôle de la colonne d'épuisement. Sont donc également alignés avec P' : le point L_{SR} qui correspond à l'arrivée de solution riche liquide de titre x_r qui entre dans la colonne et le point V_{SR} qui correspond à la phase gazeuse quittant la colonne d'épuisement. On note, comme dans le cas de la colonne de purification, que la température d'équilibre, $\theta_{v,SR}$, de la phase vapeur sortante est supérieure à la température d'équilibre, $\theta_{\ell,SR}$, de la phase liquide entrante (la phase gazeuse qui serait en équilibre avec le liquide riche entrant, L_{SR} , aurait une teneur en frigorigène x_v insuffisante comme on peut le constater. La colonne de purification s'impose donc absolument). On peut faire la même remarque pour tous les plateaux ; ainsi, pour le ième, $\theta_{v,i,E} > \theta_{\ell,i,E}$. Comme précédemment, il existe une position limite supérieure théorique du pôle P'_{lim} pour laquelle le liquide entrant dans la colonne et la vapeur la quittant seraient en équilibre thermodynamique. À cette position limite correspond le minimum théorique de Q_M . Comme plus haut, la masse $V_{i,E}$ de vapeur entrant sur un plateau quelconque et la masse $L_{i,E}$ qui le quitte sont, pour l'unité de masse de solution liquide pauvre, L_{SR} sortant du bouilleur, respectivement représentées par des rapports de segments :

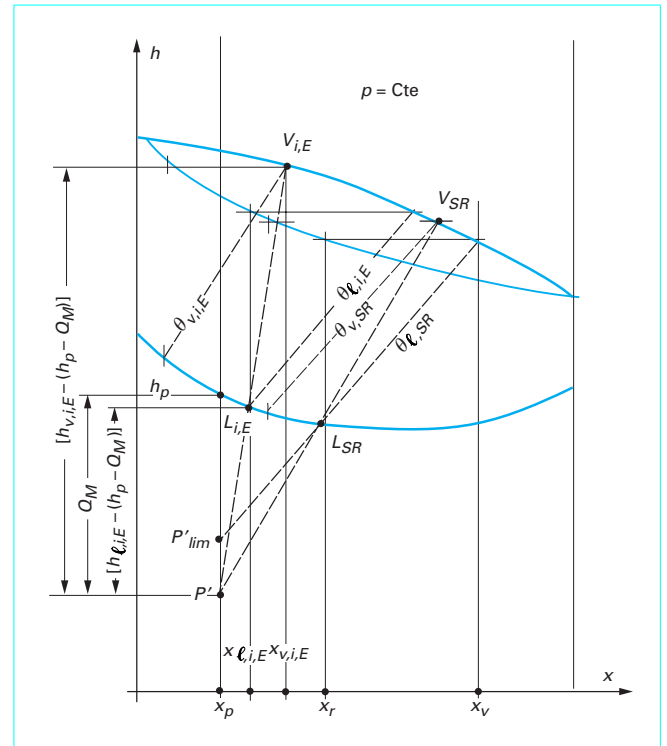


Figure 17 – Représentation de la colonne d'épuisement dans un diagramme enthalpie-concentration

$$L_{i,p} = \frac{P'V_{i,E}}{L_{i,E}V_{i,E}}$$

et

$$V_{i,p} = \frac{P'L_{i,E}}{L_{i,E}V_{i,E}}$$

Colonne de rectification dans son ensemble CR

Revenons à la figure 13 qui représente schématiquement l'ensemble de la colonne de rectification. Supposons que la solution liquide riche L_{SR} y entre, en E, saturée. Sur la figure 18, son point représentatif, L_{SR} , est donc sur la courbe « de bulle » correspondant à la pression p maintenue constante dans la colonne. Effectuons, pour l'ensemble de cette colonne les trois bilans correspondant à l'unité de masse de frigorigène sortant à l'état de vapeur, $V_{FR} = 1$. Notons qu'ici, on doit prendre en compte, pour le bilan enthalpique (le 3^e) non Q_M , rapporté à l'unité de masse de solution pauvre sortante, mais Q'_M rapporté à l'unité de masse de frigorigène sortant :

$$\begin{aligned} Q'_M &= Q_M L_{SP} \\ +L_{SR} - L_{SP} - 1 &= 0 \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \text{d'où} \quad L_{SR} - L_{SP} &= 1 \\ +L_{SR}x_r - L_{SP}x_p - x_{FR} &= 0 \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} \text{d'où} \quad L_{SR}x_r - L_{SP}x_p &= x_{FR} \\ +L_{SR}h_r - L_{SP}h_p - h_{FR} - Q_{DE} + Q_M L_{SP} &= 0 \end{aligned} \quad (29)$$

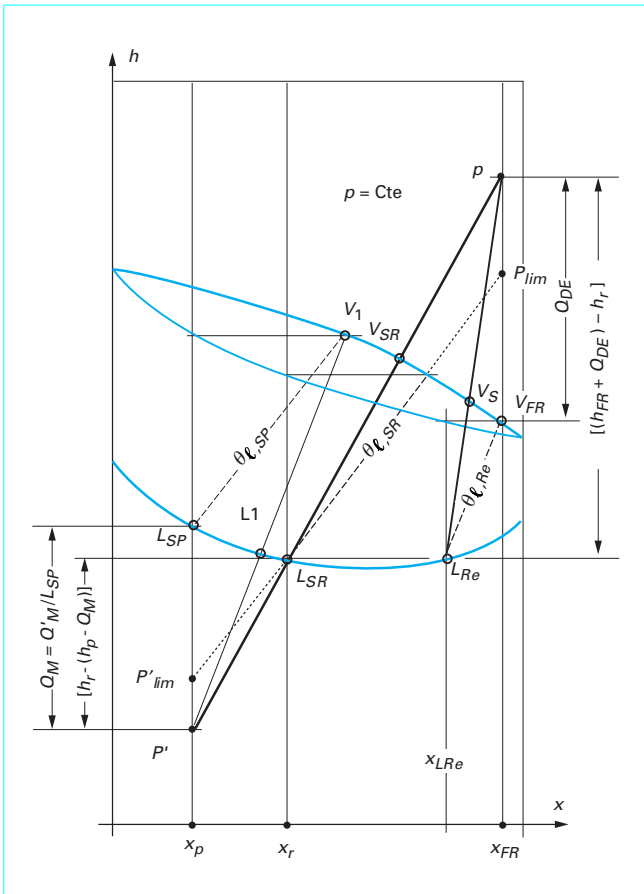


Figure 18 – Représentation de la colonne de rectification dans un diagramme enthalpie-concentration

De (27) et (28) on déduit que :

$$L_{SP} = \frac{x_{FR} - x_r}{x_r - x_p} \quad (30)$$

et que :

$$L_{SR} = \frac{x_{FR} - x_p}{x_r - x_p} \quad (31)$$

Ces relations ont déjà été rencontrées, sous une forme très peu différente [relations (7) et (8)] (dans ces relations (7) et (8) on avait estimé que x_{FR} était égal à 1 (frigorigène pur)). De (27) et (29), on tire :

$$L_{SP} = \frac{(h_{FR} + Q_{DE}) - h_r}{h_r - (h_p - Q_M)} \quad (32)$$

De l'égalité des relations (30) et (32) on déduit que les points :

- P de coordonnées x_{FR} et $(h_{FR} + Q_{DE})$
- L_{SR} de coordonnées x_r et h_r
- P' de coordonnées x_p et $(h_p - Q_M)$

sont alignés ; **PP'** est la droite des pôles de la colonne de rectification, ou droite principale de rectification, dont la pente doit être plus grande que celle de l'isotherme $\theta_{L,SR}$. Notons enfin que

d'après (30) et (31), le rapport des masses des solutions riche et pauvre nécessaires au transport de l'unité de masse de frigorigène est :

$$\frac{L_{SR}}{L_{SP}} = \frac{x_{FR} - x_p}{x_{FR} - x_r} = \frac{\overline{PP'}}{\overline{PL_{SR}}} \quad (33)$$

Le calcul d'une colonne de rectification et l'application de la méthode de Ponchon et Savarit seront étudiés en [BE 9 736].

2.8 Adaptation du cycle à absorption continue de Carré au couple eau-bromure de lithium

2.8.1 Description du système eau-bromure de lithium simple

Dans les années 1940, on a, pour les besoins de la climatisation, adapté le cycle à absorption de Carré au couple (frigorigène) eau/bromure de lithium (absorbant). La figure 19 représente le schéma d'une machine frigorifique à absorption eau-bromure de lithium sous sa forme la plus simple.

Elle comporte, dans un corps cylindrique C divisé en deux parties par une cloison horizontale :

- un espace supérieur où règne la « haute pression » p_C du cycle et qui renferme, séparés par une cloison verticale :

- le générateur de vapeur GE où, par chauffage, on extrait la vapeur d'eau de la solution riche en eau (solution diluée) qui entre en 2. Il en sort, en 4, une solution pauvre en eau (solution concentrée),

- le condenseur, CD, où cette vapeur se liquéfie sur la surface externe d'un échangeur thermique parcouru intérieurement par l'eau de refroidissement. L'eau liquide formée est alors introduite dans la partie basse pression par un orifice de détente convenable DT ;

- un espace inférieur, beaucoup plus vaste, où règne la basse pression du cycle, p_F , et qui renferme :

- l'évaporateur, EV. Cet échangeur thermique, placé dans une cuve largement ouverte en haut, est arrosé en permanence par l'eau (frigorigène) qui se vaporise sur sa surface extérieure. Il est parcouru intérieurement par « l'eau glacée » (fluide frigoporteur) de l'installation de climatisation. L'arrosage de l'évaporateur est assuré par la pompe PAEV,

- l'absorbeur, AB, refroidi intérieurement par une circulation d'eau et qui est arrosé en permanence par la solution absorbante déplacée par la pompe PAAB.

Nota : si l'échangeur de refroidissement de l'eau glacée, l'évaporateur ED, est arrosé par l'eau frigorigène et non simplement immergé dans celle-ci, c'est que cette disposition est impossible. En effet, même si l'échangeur était relativement plat, par exemple $h = 20$ cm de hauteur, la différence de pression d'origine hydrostatique entre le haut et le bas de l'échangeur immergé serait $\Delta p = \rho_{\text{eau}} g h = 1000 \times 9,81 \times 0,2 = 1962 \text{ Pa} = 19,62 \text{ mbar}$. Compte tenu de la très basse pression de l'eau, cette différence de pression correspond à une différence de température de saturation inacceptable : **plus de 20 °C** (en effet la pression de vapeur à 1 °C est 6,57 mbar et à 21 °C, 24,88 mbar).

Comme dans les autres types de système à absorption, la solution enrichie en frigorigène dans l'absorbeur (solution diluée) est transportée par la pompe de solution riche PS de la soute qui suit l'absorbeur sous la basse pression p_F vers le générateur GE sous la haute pression p_C . Comme on l'a vu plus haut, la solution riche (diluée) traverse l'échangeur thermique ET où elle s'échauffe grâce à la chaleur cédée par la solution pauvre (concentrée) qui s'y refroidit. Sur le circuit de retour de la solution concentrée un dispositif convenable assure aussi le maintien de la différence de pression entre p_C et p_F comme le fait le régulateur RS de la figure 2.

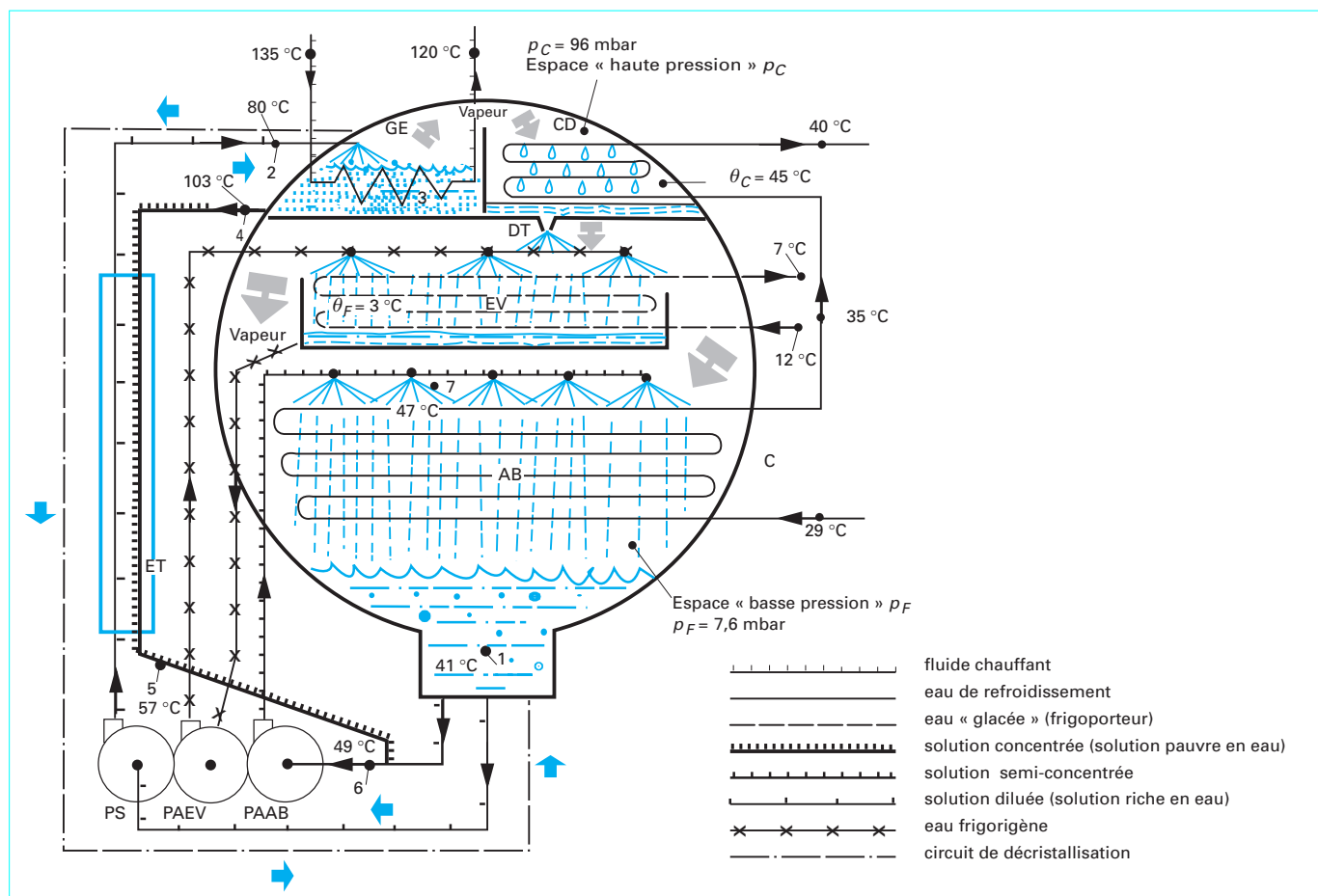


Figure 19 – Schéma d'une machine frigorifique à absorption pour le couple eau-bromure de lithium

Cette machine, bien qu'ayant un aspect technologique différent de celui du système ammoniac/eau que nous avons vu plus haut (figure 2) est donc, dans son principe, tout à fait semblable. On note cependant quelques différences techniques :

- il n'y a pas ici de système de rectification. En effet l'absorbant, le bromure de lithium, n'étant nullement volatil dans le domaine des températures rencontrées dans le générateur, la vapeur issue du chauffage est de la vapeur d'eau pure. La rectification est donc inutile ;
- la solution pauvre en eau (concentrée), sortant de ET en 5, n'arrose pas directement l'absorbeur. On la dilue avec de la solution riche (diluée) qui provient de l'absorbeur, en 1, avant de l'admettre, en 6, dans la pompe d'arrosage de l'absorbeur PAAB ;
- on note la présence d'un tube dit « de dé cristallisation » qui relie la soute de l'absorbeur et le générateur.

La justification de ces deux dernières dispositions nécessite que l'on examine le cycle des solutions dans le diagramme d'Oldham.

2.8.2 Cycle des solutions dans le diagramme d'Oldham

La figure 20 montre ce tracé. Les points caractéristiques qui jalonnent ce cycle correspondent à ceux portés sur le schéma de la figure 19. Les données numériques indiquées sur cette figure se retrouvent également dans le diagramme. Suivons le cycle d'évolution des solutions :

- en 1 la solution riche liquide (diluée) qui sort de l'absorbeur à $\theta_1 = 41^\circ\text{C}$ et sous la pression de $p_F = 7,6\text{ mbar}$ a un titre massique en eau (frigorigène) de $x_r = 0,41\text{ kg eau/kg de solution}$ (ce qui revient à dire que la concentration massique en bromure de lithium (absorbant) est de $0,59\text{ kg de LiBr/kg de solution}$ comme l'expriment, de préférence, certains auteurs) ; elle entre alors dans la pompe PS qui en élève la pression de p_F à $p_C = 96\text{ mbar}$, puis dans l'échangeur ET ;
- de 1 à 2, elle s'échauffe, à titre constant, jusqu'à la température de sortie de l'échangeur ET, soit $\theta_2 = 80^\circ\text{C}$;
- dans le générateur GE elle achève de s'échauffer, de 2 à 3, jusqu'au point de bulle $\theta_3 = 88^\circ\text{C}$ correspondant à la pression p_C ;
- de 3 à 4, dans le générateur GE, la solution se vaporise partiellement (désorption). La solution liquide s'appauvrit en eau et son titre massique passe ainsi de $0,41$ à $0,35\text{ kg d'eau/kg de solution}$. La vapeur d'eau pure sortant de GE se condense sur l'échangeur refroidi du condenseur situé, dans le compartiment voisin CD, et l'eau formée passe dans l'évaporateur de l'espace basse pression où, s'évaporant à la température de $\theta_F = 3^\circ\text{C}$, elle refroidit le courant d'eau frigoporteur de 12 à 7°C ;
- en 4, la solution pauvre (concentrée) entre dans l'échangeur ET à la température de $\theta_4 = 103^\circ\text{C}$. C'est ce que nous avons appelé plus haut θ_M ;
- de 4 à 5, la solution pauvre se refroidit, à titre x_p constant, jusqu'à $\theta_5 = 57^\circ\text{C}$ tandis que s'abaisse sa pression. Comme on pourrait être tenté de le faire, on n'arrose pas l'échangeur refroidi de



- de 6 à 7, la solution semi-concentrée se refroidit jusqu'à $\theta_7 = 47^\circ\text{C}$ environ ;
- de 7 à 1, la solution absorbe la vapeur d'eau issue, en permanence, de l'évaporateur EV.

ture plus basse. Supposons que, pour une raison ou une autre, la fourniture d'énergie électrique cesse. Les pompes s'arrêtent et la circulation des solutions cesse dans l'échangeur ET. Bien sûr, les sécurités de la machine interviennent pour que cesse l'apport thermique au générateur. La température du tube d'entrée de la solution concentrée dans l'échangeur ET s'abaisse et si l'arrêt de la circulation est suffisamment long, on atteint, en ce point, les conditions d'apparition de la phase solide (voir le diagramme de la figure **20**). Le canal correspondant de l'échangeur est alors obturé par ce « bouchon de cristallisation ». La remise en route des pompes ne permet pas de rompre ce bouchon : la machine est donc en panne par arrêt des solutions transportant le frigorigène. On se trouve alors dans l'obligation de chauffer le canal bouché pour provoquer la décristallisation de la solution (cela se faisait, dans les premières machines, en déposant l'isolation et en utilisant une lampe à souder, ce qui n'était guère commode). On utilise maintenant la solution diluée, toujours liquide, pour chauffer le canal obturé avec lequel elle est en contact. Pour ce faire, la pompe PS prend la solution diluée, l'envoie dans le générateur que l'on chauffe. Comme la sortie vers l'échangeur est close, le niveau de solution s'élève dans le générateur et la solution diluée, échauffée redescend vers l'entrée de la pompe PS par le tube de décristallisation. La circulation de ce liquide, dont la température s'élève progressivement, décristallise le bouchon en le chauffant, ce qui permet le

retour à une circulation normale des solutions dans la machine et la reprise de la production de froid.

Exemple : résultat obtenu avec une telle machine simple – coefficient de performance frigorifique COP_F

Une machine frigorifique à absorption continue eau-bromure de lithium, du type que l'on vient de décrire (machine à simple effet), est utilisée pour refroidir le frigoporteur « eau glacée » d'une installation de climatisation. Les résultats d'une expérience réelle effectuée avec une telle machine sont les suivants :

- température de retour d'eau glacée dans la machine : 12,2 °C
- température de sortie d'eau glacée : 6,7 °C
- température d'évaporation : + 3 °C
- température d'entrée d'eau au condenseur : 29,4 °C
- température de sortie d'eau du condenseur : 35 °C
- température de condensation : 45 °C
- température du générateur : 110 °C
- **coefficient de performance réel dans ces conditions : 0,6**

Cela n'est qu'un exemple, on peut obtenir un meilleur COP_F (0,7 à 0,72) ; ici le « pincement » du condenseur est un peu grand.

Le coefficient de performance d'une machine tritherme idéale, fonctionnant dans ces conditions, serait, d'après (1) :

$$COP_{F,(id)}^Q = \frac{T_F}{(T_C - T_F)} \frac{(T_M - T_C)}{T_M} \quad (34)$$

$$= \frac{276}{(318 - 276)} \times \frac{(383 - 318)}{383} = 1,115$$

Le rapport des COP_F , réel et idéal, est ici $0,6 / 1,115 = 0,538$ assez voisin de 0,5.

2.9 Systèmes frigorifiques à absorption continue multiétagés

On peut améliorer l'efficacité thermodynamique des systèmes à absorption continue, ou accroître leur domaine d'utilisation possible, en faisant usage de systèmes à étages, ou à effets, multiples. Les variantes possibles sont nombreuses surtout si l'on s'intéresse à la production simultanée de froid et de chaleur (thermofrigopompes). Bornons nous à examiner deux cycles multiétagés classiques ; il y en a bien d'autres.

2.9.1 Système à deux étages de générateur

Le coefficient de performance (cf. [BE 9 734, équation (1)]) d'une machine tritherme s'accroît lorsque T_M s'élève, les deux autres températures caractéristiques T_C et T_F restant inchangées. Il en est de même pour le coefficient de performance d'une machine réelle qui augmente lorsque l'on fait usage d'une source de chaleur motrice à température T_M plus haute.

La figure 21, qui utilise le même mode de représentation que celui employé pour la figure 2, montre le schéma d'une machine frigorifique à absorption continue comportant un générateur de vapeur à deux étages permettant l'emploi d'une source de chauffage à plus haute température.

La figure 22 représente le cycle des solutions dans cette machine dont on voit qu'elle est, comme précédemment, (au moins) tritherme. Contrairement à ce que nous avons vu plus haut, elle est, de plus, tribare. Le titre de la solution riche, x_r , est déterminé théoriquement, comme ci-dessus (point a), par la pression p_F qui règne dans le condenseur principal CD2, refroidi par l'eau, et par la température de l'absorbeur T_C , supposée ici identique à la température de condensation dans CD2. Cette solution riche, issue de l'absorbeur AB est envoyée, par la pompe PS, vers le générateur GE1 où règne la pression haute du cycle p_H . Dans son parcours, la solution riche traverse successivement : l'échangeur ET1, où elle s'échauffe

jusqu'à la température du point b, puis l'échangeur ET2, où elle s'échauffe jusqu'à la température du point c, supposée ici être la température du point de bulle du mélange binaire frigorigène/absorbant sous la pression p_C (ce qui n'est pas obligatoirement le cas, la solution entrant souvent dans le générateur GE1 à une température un peu inférieure à celle du point de bulle). Par chauffage jusqu'à la température de sortie T_M , on provoque la désorption partielle du frigorigène dont la vapeur (ici supposée pure, ce qui est toujours vrai avec le couple eau/bromure de lithium ou ce qui impose une rectification avec le couple ammoniac/eau) en se condensant dans CD1 chauffe le second générateur GE2 (second étage de générateur). La solution quitte le générateur GE1 avec le titre intermédiaire x_i que l'on détermine par l'isotitrique passant par le point d, intersection de l'isobare p_H et de l'isotherme T_M .

La solution intermédiaire, après refroidissement jusqu'à T_e dans ET2 et détente jusqu'à p_C dans le régulateur RS1, pénètre dans le générateur GE2 où, chauffée par le condenseur CD1, elle libère de la vapeur de frigorigène qui va se liquéfier, à T_C , dans le condenseur CD2. Elle y rejoint la fraction de frigorigène qui s'est condensé dans CD1 et qui y pénètre en traversant le régulateur DT1. La solution intermédiaire s'épuise ainsi partiellement et se transforme en solution pauvre de titre x_p . Le reste du cycle est semblable à ce qui a été décrit pour la machine à simple étage.

Si l'on peut, moyennant des aménagements, utiliser une source de chaleur motrice à température plus élevée avec un cycle simple, cela n'est pas possible avec le couple eau-bromure de lithium en raison des problèmes de cristallisation. Le système à deux étages de générateur s'impose avec ce couple. Les machines modernes, chauffées au gaz naturel, qui assurent la climatisation d'été et le chauffage hivernal des locaux (par un processus interne à la machine qui est comparable à ce qui se passe dans les caloducs), utilisent toutes ce principe avec quelques variantes. Avec une température θ_M de chauffage du générateur GE1 de l'ordre de 150 °C, on peut, pour des conditions voisines de celles de l'exemple précédent, obtenir des coefficients de performance allant de 1 à 1,2.

2.9.2 Système biétage pour la production de basses températures

Comme nous l'avons montré plus haut (voir la figure 7) une machine à absorption continue monoétagée, fût-elle idéale, présente des limites théoriques de fonctionnement. Il y a, notamment, une limite inférieure à la basse température qu'elle peut produire, limite qui dépend de la température T_C d'évacuation de la chaleur vers l'extérieur et de la température T_M de fourniture de la chaleur motrice. Lorsque l'on veut produire du froid à des températures inférieures à cette limite, la machine monoétagée se révélant inutilisable, on est donc conduit à utiliser un système à absorption d'architecture différente, plus complexe, le système à absorption continue biétagé. La figure 23 montre le schéma d'une telle machine. Le diagramme d'Oldham de la figure 24, qui correspond au couple ammoniac-eau, montre les cycles du frigorigène et des solutions absorbantes dans une telle machine.

Exemple : supposons que l'on veuille produire du froid à la température $\theta_F = -50$ °C en évacuant de la chaleur vers l'extérieur à la température de $\theta_C = 35$ °C et en consommant de la chaleur motrice fournie à la température $\theta_M = 110$ °C. La limite inférieure théorique de la basse température produite par une machine idéale monoétagée serait, dans ces conditions, de l'ordre de -27 °C, très au-dessus de la température souhaitée. À $\theta_F = -50$ °C, la pression de vapeur de l'ammoniac est $p_F = 0,408$ bar et dans le condenseur, à $\theta_C = 35$ °C, elle est $p_C = 13,504$ bar. Le « taux de compression » $\tau = p_C/p_F = 13,504/0,408 = 33,1$, est tout à fait excessif pour un unique « thermo-compresseur », ensemble comportant l'absorbeur, la pompe, l'échangeur, le générateur et le régulateur des solutions (notons qu'un tel taux de compression interdirait, pour un cycle à compression, l'usage d'un compresseur unique ; on devrait obligatoirement faire usage d'un cycle à compression multiétagée).

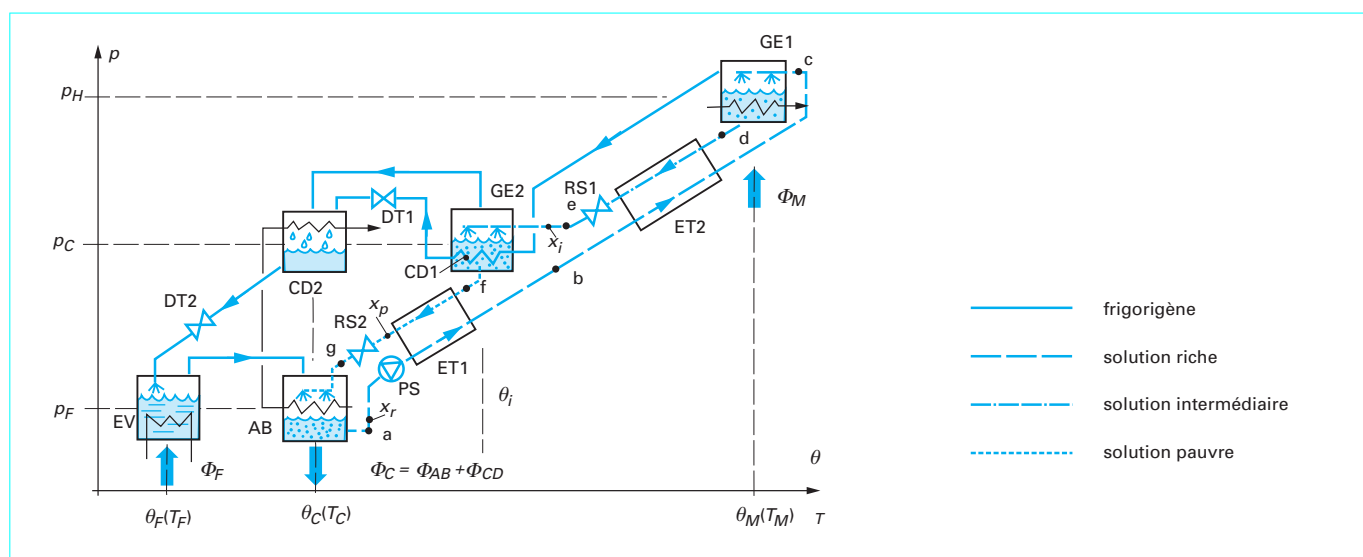


Figure 21 – Schéma d'une machine frigorifique à absorption continue comportant un générateur de vapeur à deux étages

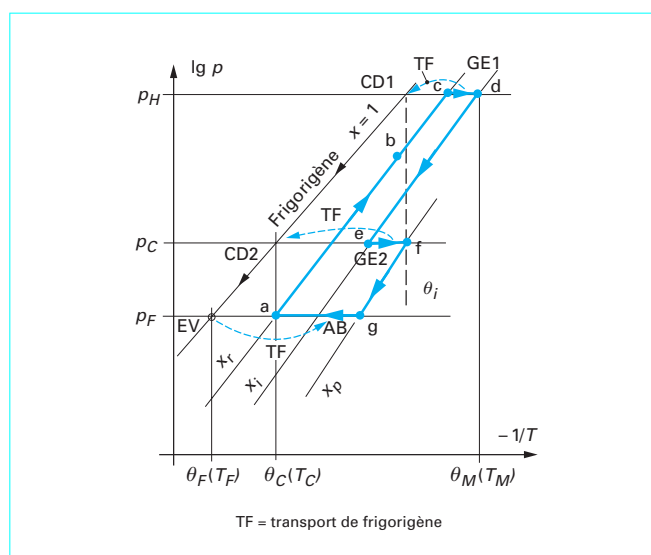


Figure 22 – Cycle des solutions de la machine frigorifique de la figure 21

Dans le système à absorption biétagé représenté figure 23 le déplacement du frigorigène de la basse vers la haute pression se fait donc au moyen de deux « thermocompresseurs » ① et ② associés en série. Pour tracer les cycles théoriques des solutions dans l'ensemble de la machine (figure 24) nous avons fait les hypothèses suivantes :

- les températures de sortie des solutions riches des absorbeurs AB1 et AB2, représentées respectivement par les points a1 et a2, sont égales et identiques à la température de condensation θ_C ;
- les températures de sortie des solutions pauvres des générateurs GE1 et GE2, représentées respectivement par les points c1 et c2, sont égales à la température θ_M ;
- les pertes de charge dans le circuit sont négligeables.

Dans l'exemple précédent, le premier « thermocompresseur » ① transporte le frigorigène de la basse pression p_F jusqu'à une pression intermédiaire p_i d'environ 2,45 bar correspondant à une température de saturation de l'ammoniac $\theta_i = -14^\circ\text{C}$ (rien n'empêcherait d'avoir aussi un autre évaporateur fonctionnant à ce niveau de pression, le système frigorifique produisant alors du froid à deux niveaux de température -50 et -14°C). Pour ce faire, les titres massiques en ammoniac des solutions sont respectivement : $x_{r1} \approx 0,17$ pour la solution riche et $x_{p1} \approx 0,05$ pour la solution pauvre. On a alors $\theta_{d1} \approx 62^\circ\text{C}$ et $\theta_{b1} \approx 80^\circ\text{C}$.

Le second « thermocompresseur » ② transporte le frigorigène de la pression intermédiaire p_i jusqu'au condenseur sous la haute pression du cycle p_C . Les titres massiques en ammoniac des solutions dans ce circuit sont respectivement : $x_{r2} \approx 0,40$ pour la solution riche et $x_{p2} \approx 0,32$ pour la solution pauvre. On a ici $\theta_{d2} \approx 49^\circ\text{C}$ et $\theta_{b2} \approx 93^\circ\text{C}$.

Remarques :

1 – Sur la figure 24 on a placé le point 3 sur la courbe de saturation de l'ammoniac pour rappeler qu'ici se trouve la condition de fonctionnement du condenseur. En réalité, la vapeur d'ammoniac, issue du générateur GE2, entre, surchauffée, dans le condenseur. On ne peut représenter sa position sur ce diagramme.

2 – Pour rappeler qu'en 4 le liquide sortant du condenseur est légèrement sous-refroidi et sous la pression p_C , on a placé le point correspondant sur l'isobare p_C et sur une isotherme un peu à gauche de θ_C . C'est uniquement pour fixer les idées car une telle représentation n'a guère de sens dans ce type de diagramme.

3 – Bien que cela ne soit pas fondamentalement nécessaire, on a disposé un échangeur liquide-vapeur de sous-refroidissement accentué, ELV, entre condenseur, évaporateur et absorbeur. Par ce moyen, on récupère le froid encore contenu dans la phase vapeur, qui s'échauffe donc de θ_7 à θ_1 , et on le transfère vers la phase liquide qui se sous-refroidit, sous la pression p_C de θ_4 à θ_5 avant d'entrer dans le règleur DT (mais sur le tracé de la figure 24 la position du point 5 n'a pas plus de sens que celle du point 4).

4 – Sur le plan pratique, il est nécessaire d'installer, entre les deux « thermocompresseurs », une conduite de récupération CR dotée d'un robinet d'arrêt R (figure 23). On peut ainsi, périodiquement, veiller à ce que les niveaux des solutions dans ces éléments soient corrects.

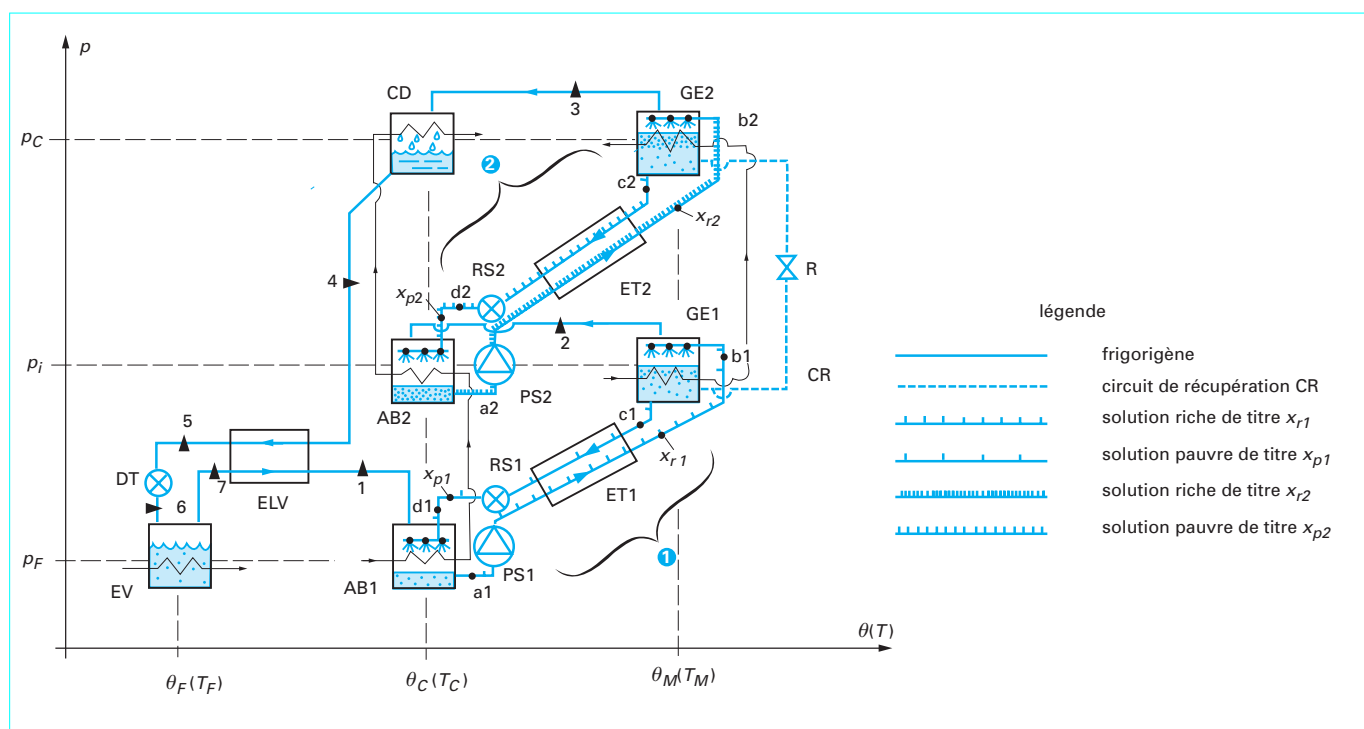


Figure 23 – Schéma d'une machine frigorifique à absorption continue biétagée

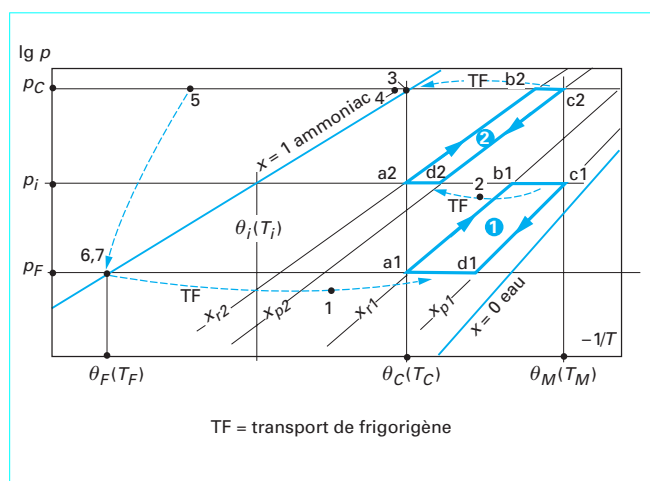


Figure 24 – Cycle des solutions de la machine frigorifique de la figure 23 pour le couple ammoniac-eau

2.10 Autres systèmes continus à absorption

2.10.1 Système continu à résorption

Dans ce système, dont le schéma est représenté figure 25, l'ensemble ① : absorbeur AB, pompe P1, échangeur thermique ET1, générateur de vapeur (bouilleur) GE, régulateur de solution RS1, joue

exactement le même rôle que dans le système à absorption continue représenté par le schéma de la figure 2. Là aussi, les solutions qui circulent dans cet ensemble grâce à la pompe P1, transportent la vapeur de frigorigène de l'état 1, sous la basse pression p_F , vers l'état 2, sous la haute pression p_C . Mais là, cette vapeur n'est pas condensée, comme c'était le cas dans la machine à absorption simple. Elle est introduite dans le **résorbeur RE** où elle est absorbée par une autre solution qui s'enrichit ainsi en frigorigène, sa concentration massique passant de x_{p2} (état f) à x_{r2} (état g). Cette absorption entraîne un dégagement de chaleur dans le résorbeur qu'il faut donc refroidir. Dans l'autre ensemble ② cette solution enrichie, refroidie dans l'échangeur ET2, pénètre alors dans le désorbeur DE où règne la basse pression p_F . Du fait de cette basse pression, la solution riche perd une partie du frigorigène qu'elle contient, passant ainsi du titre x_{r2} (état h) au titre x_{p2} (état e). Cette désorption du frigorigène hors de la solution s'accompagne d'une production de froid dans le désorbeur ; c'est la production de froid utile. La vapeur de frigorigène dégagée en 1 va de nouveau se fixer dans la solution qui circule dans l'absorbeur AB du circuit ①. La solution appauvrie, dans l'état e, est transportée par la pompe P2 vers le résorbeur en traversant l'échangeur ET2 où elle s'échauffe avant d'être introduite, à l'état f, dans le résorbeur. Des fluides caloporteurs convenables assurent : le prélèvement du froid produit dans DE, l'extraction des chaleurs d'absorption dégagées dans AB et RE ainsi que l'apport d'énergie thermique motrice au générateur GE.

La figure 26 représente les cycles suivis par les solutions de transport du frigorigène dans les circuits ① et ②.

Outre son architecture dissemblable, ce système présente, dans son comportement, deux différences essentielles avec le système simple à absorption continue :

— pression et température n'étant plus liées par la relation de pression de vapeur, puisque la vapeur de frigorigène n'est jamais en présence de liquide frigorigène, les pressions p_F et p_C peuvent être sensiblement plus basses que dans le système à absorption continue ;

— les températures du fluide actif en évolution ne sont plus constantes, comme dans la vaporisation et la condensation du cycle à absorption, mais elles varient au cours de la désorption et de la résorption. Les écarts de température entre les fluides caloporteurs ou frigoporteurs et le fluide actif peuvent donc être, en moyenne, plus constants, ce qui est avantageux.

Ce type de système, jugé plus complexe, est très peu utilisé.

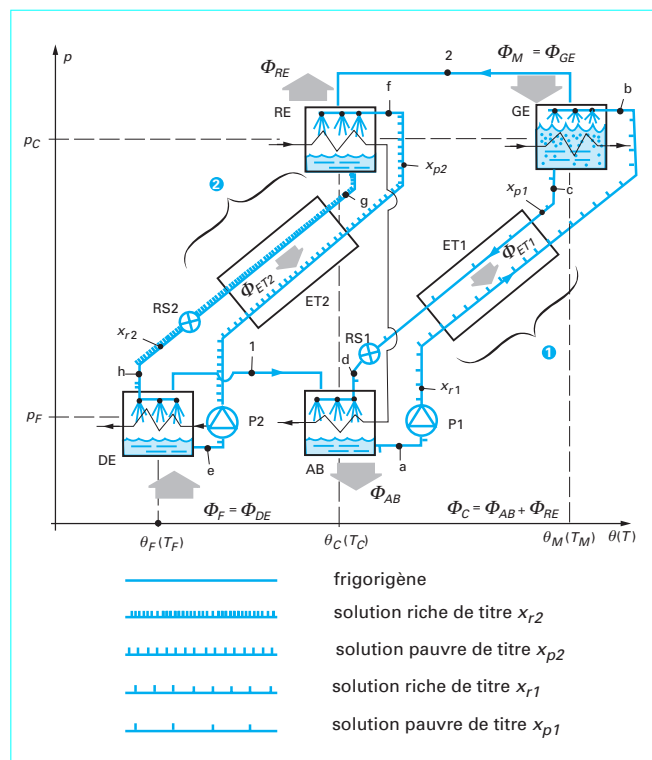


Figure 25 – Schéma du système frigorifique continu à résorption

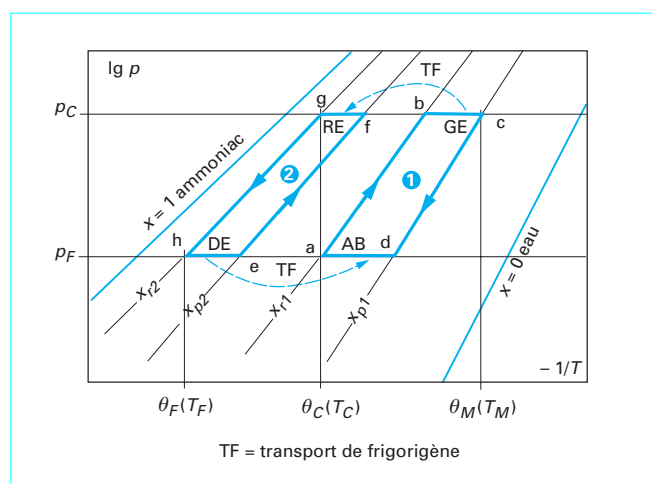


Figure 26 – Cycle des solutions de la machine frigorifique de la figure 25

Pour simplifier, cette représentation est théorique, ou « idéale », car les irréversibilités ne sont pas prises en compte. Ainsi :

- 1 – on considère qu'absorptions et désorptions se font à pressions constantes ;
- 2 – on admet que le frigoporteur sort à la température T_F la plus basse, celle du point h ;
- 3 – on suppose que les températures des points g et a sont égales l'une et l'autre à T_C , ce qui revient à dire qu'il n'y a pas de variation de température du caloporteur et que les écarts de température entre celui-ci et les solutions sont nulles ;
- 4 – on admet que le point c de sortie du générateur est à la température T_M du caloporteur qui apporte la chaleur motrice. Dans la réalité, il en va, bien sûr, tout autrement.

2.10.2 « Transformateur thermique »

Tous les systèmes, au moins trithermes, dont il vient d'être question dans tout ce qui précède, utilisent une source de chaleur « motrice » dont la température T_M est supérieure à celle des deux autres sources (ou puits) thermiques : $T_M > T_C > T_F$ (figure 27a). Grâce à la chute de température $T_M \rightarrow T_C$ que subit l'énergie thermique dans le système thermodynamique, on récolte un effet moteur M utilisé pour déplacer de la chaleur D de la source froide à la température T_F vers le puits chaud à la température T_C . Selon que l'on s'intéresse au froid produit à T_F ou à la chaleur dégagée à T_C , on a donc affaire à un système frigorifique SF ou une à une thermopompe TP.

Il en va tout autrement lorsque la source de chaleur motrice est à une température T_M comprise entre T_F et T_C : $T_C > T_M > T_F$ (figure 27b). Dans ce cas, une partie de la chaleur motrice fournie est évacuée par le système thermodynamique vers le puits froid à la température T_F . De cette chute de température $T_M \rightarrow T_F$ résulte l'effet moteur M qui permet le déplacement D du reste de la chaleur vers le puits chaud à la température T_C . Un système qui fonctionne selon ce schéma n'est pas un système frigorifique puisque la source à basse température ne cède pas de la chaleur mais en reçoit ; c'est, par contre une thermopompe TP puisque la chaleur rejetée à T_C est à température plus élevée que la chaleur fournie. On donne à de tels systèmes le nom, simple mais peu significatif, de « transformateur thermique ». La figure 28 représente le schéma d'un tel système.

Comme dans le système frigorifique à absorption, on distingue deux circuits de fluides :

- le circuit du frigorigène : 1, 2, 3, 4 ;
- le circuit des solutions absorbantes : a, b, c, d.

La vapeur de frigorigène, sortant, en 1, du générateur de vapeur GE, est introduite dans le condenseur refroidi CD. Elle s'y liquéfie à la température T_F sous la basse pression p_F correspondant à cette température. Le liquide formé est transféré, de 2 à 3, par la pompe de liquide frigorigène PF, du condenseur CD vers l'évaporateur EV. Là, à la température T_M à laquelle est fournie la chaleur motrice, le liquide frigorigène se vaporise sous la haute pression p_C du cycle (la haute pression p_C est supposée ici égale à la pression de vapeur du frigorigène à la température T_M). La vapeur qui sort, en 4, de l'évaporateur est alors introduite dans l'absorbeur AB. Dans cet organe, la vapeur de frigorigène est mise en présence de la solution pauvre qui y entre dans l'état b avec la concentration massique x_p en frigorigène. L'absorption de cette vapeur par la solution qui s'enrichit de x_p à x_r dégage la chaleur utile à la température T_C . De c à d, la solution riche est refroidie, dans l'échangeur thermique ET, puis détendue, dans le régulateur RS, avant de pénétrer dans le générateur GE où, par chauffage à la température T_M elle dégage, en 1, la vapeur de frigorigène. La solution appauvrie sort de cet organe en a. La pompe de solution PS la ramène vers l'absorbeur en lui faisant traverser au

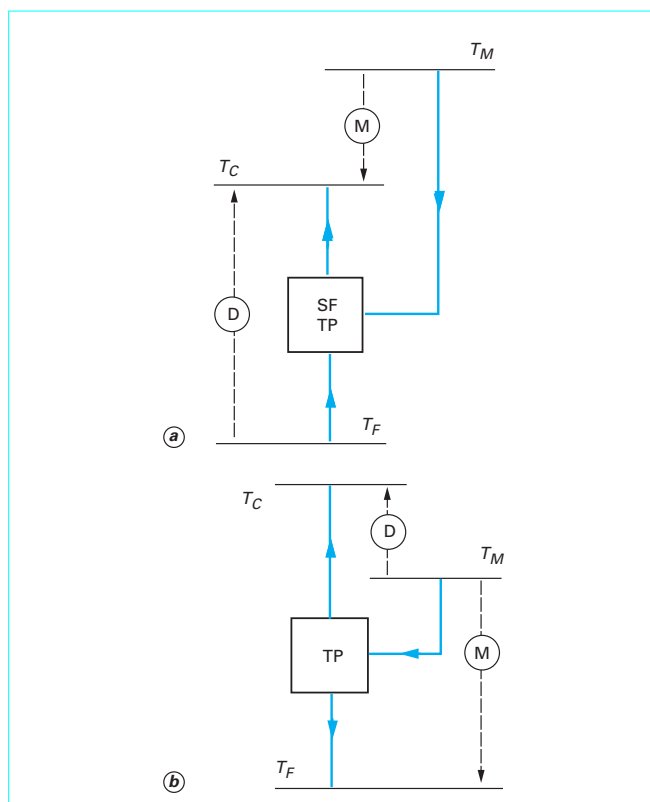


Figure 27 – Systèmes trithermes

passage l'échangeur ET où elle s'échauffe du fait de la chaleur cédée par la solution riche. Finalement, une partie de l'énergie thermique motrice apportée au système, et répartie entre le générateur GE et l'évaporateur EV, est transférée à l'extérieur par l'absorbeur AB, à un niveau de température supérieur, et constitue l'effet utile du « transformateur thermique ». Le reste est cédé à l'extérieur, à un niveau de température inférieur, par le condenseur CD.

La figure 29 représente, dans le diagramme d'Oldham, l'évolution du frigorigène et des solutions dans le « transformateur thermique ». En rapprochant les diagrammes des figures 7 et 29, on constate que les cycles du frigorigène et des solutions, dans le système frigorifique à absorption et dans le « transformateur thermique », sont strictement inverses les uns des autres.

On rencontre de tels systèmes, souvent de forte puissance, dans l'industrie chimique. C'est ainsi que l'on peut chauffer les bouilleurs en bas des colonnes de rectification (par exemple à 130 °C) en récupérant de la chaleur, à température plus basse dans les condenseurs et déphlegmateurs situés en haut de ces colonnes (par exemple à 90 °C) et en rejetant environ la moitié de la chaleur récupérée dans un circuit de refroidissement (autour de 30 °C). Environ la moitié de la chaleur récupérée est ainsi valorisée par élévation de sa température. Le coefficient de performance calorifique est ainsi voisin de 0,5 (le coefficient de performance : énergie thermique valorisée/énergie thermique récupérée ne peut être ici qu'inférieur à 1 puisque la chaleur utile, valorisée, provient de la chaleur récupérée et que l'on en perd, nécessairement une partie).

Le « transformateur thermique » de la figure 28 utilise les changements d'état du frigorigène dans l'ensemble évaporateur-condenseur. Mais au lieu de ces phénomènes, on pourrait fort bien utiliser la désorption à la place de la vaporisation et la résorption à la place de la condensation comme cela a été montré plus haut dans le cas des systèmes frigorifiques.

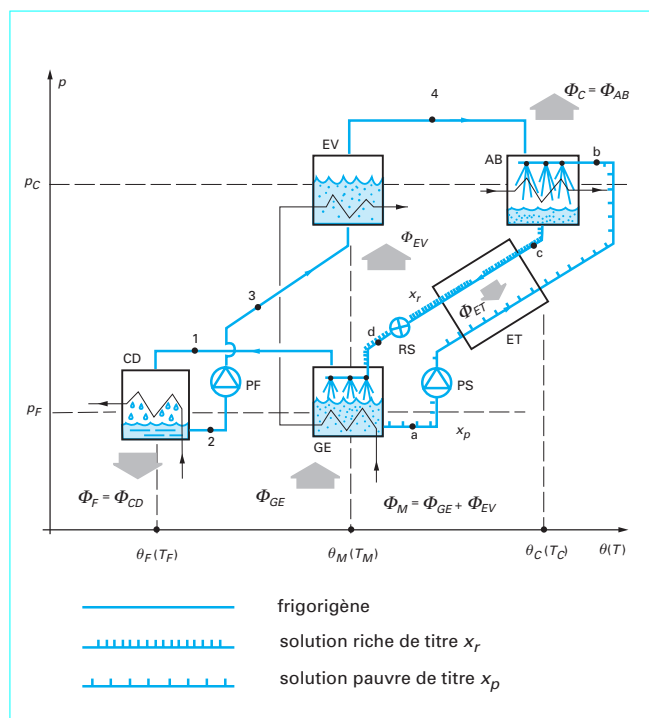


Figure 28 – Schéma d'un transformateur thermique

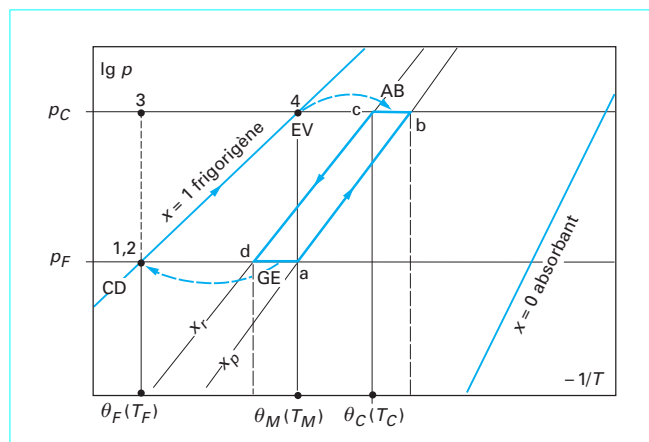


Figure 29 – Cycle des solutions dans un transformateur thermique

2.10.3 Système frigorifique à absorption-diffusion

Aucun des systèmes examinés jusqu'à présent n'est à consommation d'énergie strictement thermique. Ils requièrent tous la fourniture d'un peu d'énergie mécanique, donc généralement électrique, pour la (ou les) pompe(s). Cela est gênant lorsque l'on a besoin de froid, que l'on peut disposer de chaleur grâce aux combustibles, mais que la fourniture d'énergie électrique est, par contre, nulle ou aléatoire. C'est le cas d'une très grande partie des lieux de vie des hommes. Ne peut-on, dans les systèmes frigorifiques continus à absorption, s'affranchir de la pompe mécanique et n'utiliser que de l'énergie thermique, notamment pour les petits besoins de froid comme les réfrigérateurs ?

C'est l'Allemand Geppert qui, en 1899, donna la recette pour évincer cette pompe. Il faut introduire dans le système frigorifique à absorption, en plus du frigorigène et de l'absorbant, un troisième corps, un gaz inactif du point de vue frigorifique, qui se rassemble là où le frigorigène est sous basse pression et compense, par sa présence, la différence de pression du frigorigène entre les parties froide et chaude du circuit frigorifique. L'ensemble du circuit étant alors isobare, le problème du pompage de la solution riche ne se pose plus dans les mêmes termes. Geppert ayant malencontreusement utilisé l'air comme « gaz-tampon » ses tentatives échouèrent. Il fallut attendre les « années 1920 », les Suédois von Platen et Munters et l'utilisation de l'hydrogène comme « gaz-tampon » pour que le problème soit enfin résolu. Dès les « années 1930 », les réfrigérateurs à absorption ammoniac-eau, chauffés avec tous les combustibles possibles, liquide ou gazeux, mais aussi à l'électricité (en effet ces appareils, totalement silencieux, sont les bienvenus lorsque l'on a besoin de froid mais aussi de tranquillité comme dans les chambres d'hôtel), se répandirent sur toute la planète.

Dans ce système, le « gaz-tampon », l'hydrogène, est théoriquement à peu près absent de la partie de circuit où le frigorigène, l'ammoniac, est sous haute pression (cela n'est qu'approché car il y a aussi une pression partielle d'hydrogène dans la partie haute pression d'ammoniac) : générateur, déphlegmateur, condenseur (figure 30). Il se rassemble dans la partie basse pression, évaporateur, absorbeur, où sa pression partielle, p_{H_2} , s'ajoutant à la pression partielle de l'ammoniac, p_{NH_3} , d'ailleurs variable, équilibre la haute pression dans l'autre partie du circuit.

Si le principe de fonctionnement d'un tel système est simple, sa constitution est quelque peu complexe et sa réalisation pratique passablement délicate. La figure 31 montre le schéma de ce système où l'on remarque l'absence de la pompe mécanique ainsi que des régleurs de frigorigène et de solution. Les dispositions, dans l'espace, des différents éléments qui le constituent ne sont pas quelconques mais doivent répondre à des règles précises.

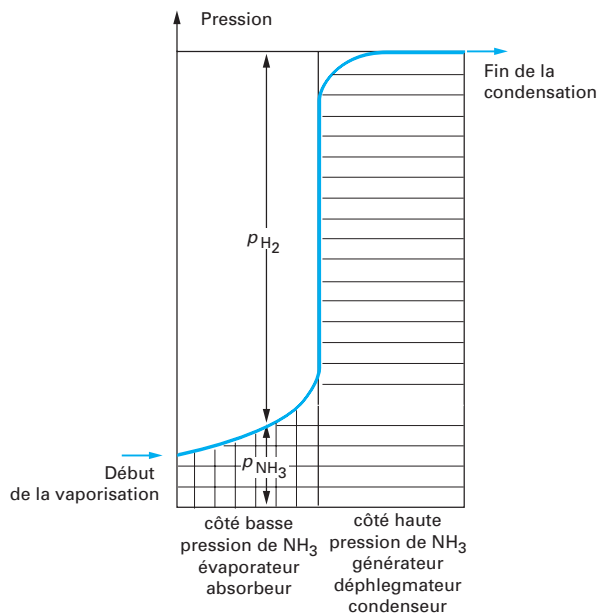


Figure 30 – Évolution de la pression dans un système ammoniac-hydrogène

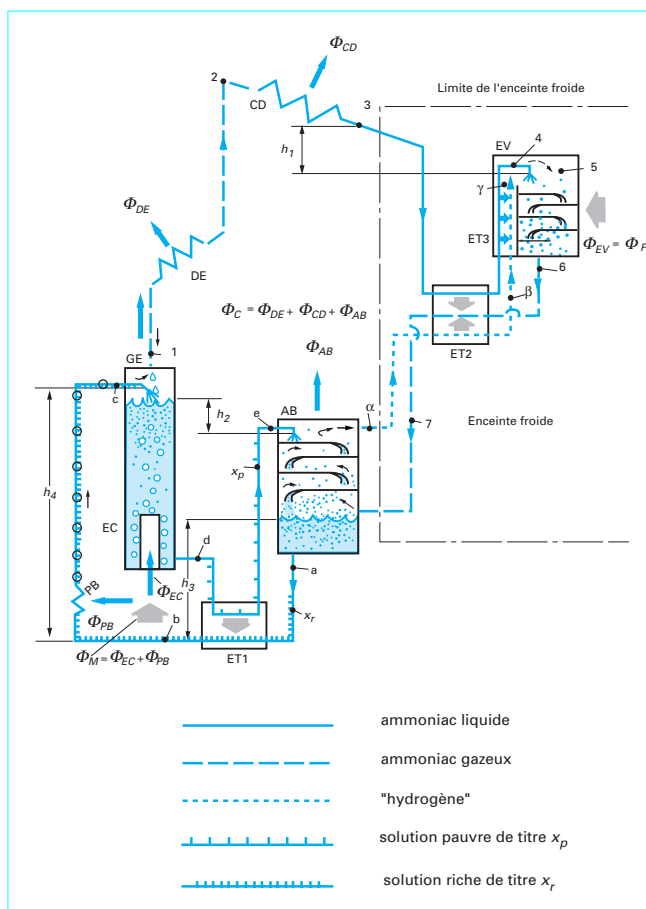


Figure 31 – Schéma d'un système frigorifique à absorption-diffusion

Examinons le fonctionnement de « l'agrégat » (c'est ainsi que l'on nomme généralement l'ensemble des éléments de ce système) qui équipe les réfrigérateurs à absorption. La vapeur de frigorigène, accompagnée d'un peu d'eau sort, en 1, du générateur de vapeur (bouilleur) GE. Elle passe dans un petit échangeur thermique refroidi, en convection naturelle, par l'air ambiant : le déphlegmateur-rectifieur DE ; elle s'y sépare de l'eau qui retourne vers le bouilleur. De 2 à 3 la vapeur d'ammoniac purifiée se liquéfie dans le condenseur CD refroidi, lui aussi, par convection naturelle d'air. Le liquide formé est d'abord refroidi dans une partie de l'échangeur ET2 puis dans l'échangeur ET3 par la phase gazeuse d'air en hydrogène qui arrive, en γ, dans le haut de l'évaporateur EV (pour faciliter la compréhension des phénomènes qui s'y passent, l'évaporateur est représenté comme une petite colonne de rectification, ce qu'il est en fait. Dans la pratique, c'est plus souvent un ensemble de tubes peu inclinés sur l'horizontale, à surface intérieure striée transversalement pour ralentir l'écoulement du liquide et faciliter les contacts liquide-gaz au cours de la vaporisation). En 4, l'ammoniac liquide refroidi pénètre en haut de l'évaporateur grâce à la différence de niveau h_1 entre les points 3 et 4. En 5, la vapeur est riche en hydrogène et pauvre en ammoniac. La pression de vapeur de l'ammoniac est basse et le liquide commence à se vaporiser à basse température. Au fur et à mesure que le liquide s'écoule vers la sortie, il se vaporise progressivement en produisant le froid utile $\Phi_{EV} = \Phi_F$. La phase gazeuse s'enrichit en ammoniac, la pression partielle de celui-ci s'élève (figure 30) tandis que croît la température de vaporisation (le fait que la vaporisation ne soit pas isotherme le long de l'évaporateur, qu'il y ait un « glissement » des

températures de vaporisation le long de cet échangeur, permet de réaliser aisément des « agrégats » avec deux évaporateurs successifs qui produisent du froid à des températures différentes. Le premier refroidit un compartiment à basse température (congélation), en haut, et le second un compartiment à température moins basse (réfrigération), en bas). En 6, l'ammoniac est totalement vaporisé. La vapeur, alourdie, descend par gravité vers l'entrée de l'absorbeur AB (la phase gazeuse s'alourdit vers le bas de l'évaporateur car l'ammoniac est plus dense que l'hydrogène. Il faut aussi que **l'évaporateur soit situé plus haut que l'absorbeur**). La vapeur traverse ensuite l'échangeur thermique ET2 où elle s'échauffe de 6 à 7.

Dans l'absorbeur, ici représenté sous la forme d'une petite colonne (mais, pour des raisons de coût, l'architecture tubulaire prévaut généralement), la phase gazeuse circule à contre-courant avec la solution liquide qui s'écoule et s'enrichit en ammoniac du point d'entrée, e, de la solution pauvre de titre x_p , au point de sortie, a, de la solution riche de titre x_r . En s'élevant dans l'absorbeur, la phase gazeuse s'enrichit en hydrogène du fait de l'absorption de l'ammoniac. Elle s'allège ainsi fortement (c'est là tout l'intérêt d'utiliser l'hydrogène comme gaz neutre, et non l'air ou l'azote, car il va ainsi remonter facilement vers l'évaporateur). Le mélange gazeux riche en hydrogène (dénommé « hydrogène » dans la légende) sort en α de l'absorbeur et pénètre dans l'échangeur ET2 où il se refroidit de α à β avant d'entrer, en γ , dans l'évaporateur.

La solution pauvre sort, chaude, du générateur GE en d. Elle traverse l'échangeur thermique ET1 (échangeur intersolutions) et s'y refroidit en chauffant la solution riche. Elle entre ensuite, en e, dans l'absorbeur. Comme les pressions dans GE et dans AB sont identiques pour que l'écoulement de la solution pauvre vers l'absorbeur soit possible **il faut qu'il existe une différence de niveau suffisante h_2** entre le liquide dans le générateur et l'entrée de la solution pauvre dans l'absorbeur. La solution riche quitte l'absorbeur en a. Elle s'échauffe, de a à b, dans l'échangeur ET1. Il convient maintenant de l'introduire dans le haut du générateur, quelques dizaines de centimètres plus haut. Cette opération s'effectue grâce à une « pompe à bulles ». En apportant une petite puissance thermique, Φ_{PB} , à l'échangeur thermique situé au bas de la colonne montante de la solution riche, on provoque un dégazage partiel de l'ammoniac hors de cette solution. Un chapelet de bulles se forme qui entraîne le liquide vers le haut. Dans le générateur (bouilleur), comme c'est le cas dans les autres machines, la solution riche s'appauvrit du fait du chauffage qu'on lui impose par l'élément

chauffant EC, chauffage qui libère le frigorigène. La puissance thermique motrice, Φ_M , apportée à la machine sert donc à deux fins : l'une, la plus importante, Φ_{EC} , au chauffage du bouilleur, l'autre, Φ_{PB} , au fonctionnement de la pompe à bulles.

Ce système des **pompe à bulles** est en tout point semblable à celui utilisé dans nos cafetières automatiques. Sur un plan plus scientifique, disons que la circulation souhaitée s'installe théoriquement lorsque la charge hydrostatique motrice $\rho_\ell g h_3$ (où ρ_ℓ est la masse volumique de la solution riche liquide) est supérieure à la charge résistante $\rho_{\ell+g} g h_4$ (où $\rho_{\ell+g}$ est la masse volumique de la solution riche liquide additionnée du gaz formé) : $\rho_\ell g h_3 > \rho_{\ell+g} g h_4$. Bien que h_4 soit supérieure à h_3 , cette inégalité est tout à fait possible car du fait de la présence de la vapeur dans la colonne montante $\rho_\ell \gg \rho_{\ell+g}$. Dans ces comparaisons des charges, on ne doit pas omettre non plus la résistance à l'écoulement de la solution riche entre les points a et c. Notons que l'on emploie aussi des pompes à bulles dans certaines machines à absorption eau-bromure de lithium.

Pour conclure ce paragraphe, donnons la parole à un Français qui connaît bien ces appareils, Denis Clodic de l'École des mines de Paris :

« Un agrégat à absorption-diffusion est un système où joue un ensemble de processus complexes. Il faut noter que ces processus se révèlent interdépendants et forment un cycle enchevêtré de causes et d'effets. Bien plus, le fonctionnement de l'appareil ne devient possible, et éventuellement efficace, que si les intensités respectives des phénomènes s'harmonisent de façon convenable. C'est pourquoi les agrégats à absorption-diffusion sont toujours d'une conception et d'une réalisation particulièrement délicates. Il suffit en effet de différences minimes, de défauts subtils aussi bien dans les formes et dimensions que dans la qualité des matériaux et des produits ou dans les procédures de formage, d'assemblage, de nettoyage et de remplissage de l'agrégat pour que l'appareil fonctionne mal ou pas du tout. Mais si une mise au point soignée, rigoureuse, scientifique, permet d'optimiser le système et si des contrôles minutieux permettent d'assurer la reproductibilité des produits, les appareils à absorption-diffusion se révèlent des équipements robustes, fiables, pérennes, et d'une efficacité étonnante, en ne demandant qu'une installation correcte, et un entretien minime, mais régulier. »